

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO**

CARRERA: INGENIERÍA MECÁNICA

Tesis previa a la obtención del título de: INGENIERO MECÁNICO

**TEMA:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA REDUCTORA DE
BIOMASA FORESTAL PARA PROCESAR LOS DESECHOS DE
DIÁMETROS HASTA 40 mm, EXTRAÍDOS DE LA PODA DE LOS
BOSQUES COMERCIALES**

**AUTOR:
ARMANDO JORGE ARMAS ARMAS**

**DIRECTOR:
PATRICIO QUITIAQUEZ**

Quito, abril 2015

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico ha sido realizado en su totalidad por el señor Armando Jorge Armas Armas.

Los conceptos desarrollados, análisis, cálculos realizados, conclusiones, recomendaciones y manuales del presente trabajo son de exclusiva responsabilidad del autor.

Ing. Patricio Quitiaquez
DIRECTOR DEL PROYECTO

**DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD Y AUTORIZACIÓN DE USO
DEL TRABAJO DE TITULACIÓN**

Yo Armando Jorge Armas Armas autorizo a la Universidad Politécnica Salesiana la publicación total o parcial de este trabajo de titulación y su reproducción sin fines de lucro.

Además declaro que los conceptos y análisis desarrollados y las conclusiones del presente trabajo son de exclusiva responsabilidad de mi persona.

Armando Jorge Armas Armas

CC: 0602811663

DEDICATORIA

A Dios por darme nuevamente la vida, y señalarme el camino que me tenía predestinado.

Con mucho amor a mis hijas Nathaly, Daniela y a mi esposa Rosa Elena. Gracias por regalarme su tiempo y estar conmigo en todo momento.

Con cariño a mi madre Norberta Armas Garcés, que trabajo día y noche con el fin de educarme y hacer de mí un hombre de bien; mi madre amada, tus abrazos llenos de cariños son mi mayor logro.

A mi hermano Claudio Reinaldo, por ser ejemplo de valores, principios y lucha tenaz en la vida.

A mis hermanos; Elvia Herminia, Dalia Marlene, María Eugenia y Pedro Pablo, símbolo de unión y fortaleza.

Jorge Armas

AGRADECIMIENTO

A mi Universidad Politécnica Salesiana que me acogió en sus aulas y me ha dado la oportunidad de alcanzar una de mis mayores metas.

A mis profesores quienes supieron compartir sus conocimientos y experiencias, los cuales han permitido culminar con éxito este proyecto de mi vida. En especial a mi Director de tesis Ing. Patricio Quitiaquez, por su orientación, consejos y amistad.

Jorge Armas

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I.....	2
RECURSOS FORESTALES, SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS, FUNDAMENTOS TEÓRICOS PARA EL DISEÑO DE LOS ELEMENTOS Y SISTEMAS QUE CONFORMARÁN LA MRBF.....	2
1.1 Recursos forestales.....	2
1.1.1 Los bosques en el Ecuador.....	2
1.1.2 Biomasa forestal.....	3
1.1.3 Biomasa residual forestal.....	4
1.1.4 Reducción de tamaño de la biomasa residual forestal	6
1.1.5 Aprovechamiento de la biomasa residual forestal	6
1.1.5.1 Aprovechamiento agrícola	6
1.1.5.2 Aprovechamiento forestal.....	7
1.1.5.3 Aprovechamiento energético	7
1.2 Selección de alternativas.....	8
1.2.1 Alternativas del proceso de reducción de biomasa residual forestal	8
1.2.1.1 Astilladoras de cuchillas (AC).....	9
1.2.1.2 Astilladoras de martillos (AM)	9
1.2.1.3 Reductora de biomasa residual forestal propuesta (MRBFP).....	9
1.2.2 Calificación de alternativas.....	10
1.3 Fundamentos teóricos para el diseño de los elementos y sistemas que conformarán la MRBF	11
1.3.1 Elementos que constituyen el rotor de la MRBF	11
1.3.1.1 Disco porta-cuchillas	11
1.3.1.2 Cuchillas	12
1.3.1.3 Pernos sujetadores de las cuchillas	14
1.3.1.4 Martillos.....	14
1.3.1.5 Ejes secundarios.....	16
1.3.1.6 Espaciadores de martillos	17
1.3.1.7 Disco impulsor	17
1.3.1.8 Pasadores secundarios.....	18

1.3.1.9	Bujes secundarios.....	19
1.3.2	Sistema de transmisión	19
1.3.2.1	Potencia del motor	20
1.3.2.2	Transmisión por cadena catarina	20
1.3.2.3	Eje de transmisión.....	21
1.3.2.4	Pernos de fijación.....	22
1.3.2.5	Bujes principales.....	23
1.3.2.6	Chumaceras.....	23
1.3.3	Bastidor	24
CAPÍTULO II		26
CÁLCULO Y DISEÑO DE LA MRBF		26
2.1	Parámetros para el diseño de la MRBF.....	26
2.2	Capacidad de la MRBF.....	26
2.3	Cálculo de las herramientas reductoras.....	28
2.3.1	Diseño del disco porta -cuchillas	28
2.3.2	Diseño de las cuchillas.....	30
2.3.3	Selección de los pernos sujetadores de cuchillas.....	32
2.3.4	Diseño de los martillos.....	33
2.3.4.1	Análisis del esfuerzo por tracción.....	37
2.3.4.2	Análisis de falla por cizallamiento.....	39
2.3.5	Diseño de los ejes secundarios – porta martillos	40
2.3.5.1	Cálculo de las fuerzas presentes en la base Z	40
2.3.5.2	Cálculo de las fuerzas presentes en la base Y	41
2.3.6	Selección de los espaciadores de martillos.	45
2.3.7	Diseño del disco impulsor.....	46
2.3.8	Diseño de los pasadores secundarios	48
2.3.8.1	Análisis de falla por corte	48
2.3.8.2	Análisis de falla por aplastamiento	49
2.3.9	Diseño de los bujes secundarios	50
2.4	Diseño del sistema de transmisión.....	54
2.4.1	Cálculo de la potencia del motor.	54
2.4.2	Cálculo del sistema de transmisión por cadena catarina.....	56
2.4.2.1	Cálculo de las cargas presentes en la catarina de transmisión.	59
2.4.3	Diseño del eje de transmisión.	60

2.4.3.1	Análisis de las fuerza presentes en el plano Y-Z	60
2.4.3.2	Análisis de las fuerzas presentes en el plano X-Z.....	62
2.4.3.3	Cálculo del factor de seguridad.....	64
2.4.3.4	Cálculo del límite de fatiga.	66
2.4.4	Calculo de los pernos de fijación	69
2.4.5	Diseño de los bujes principales.....	71
2.4.6	Selección de chumaceras	72
2.5	Diseño del bastidor	74
CAPÍTULO III.....		76
ANÁLISIS DE COSTOS DE LA MRBF		76
3.1	Costos directos	76
3.1.1	Costos de la materia prima directa.....	76
3.1.2	Costo de las partes, piezas y equipos	78
3.1.3	Costo de la mano de obra directa	79
3.2	Costos indirectos.....	81
3.3	Costo total del proyecto	82
3.4	Costo comercial	83
CONCLUSIONES		84
RECOMENDACIONES		86
LISTA DE REFERENCIAS		87
ANEXOS		90
PLANOS DE LA MRBF.		108

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Clasificación de la biomasa forestal	4
Figura 2: Cadena de aprovechamiento de los productos forestales	4
Figura 3: Funcionamiento del cizallado	12
Figura 4: Condiciones geométricas de la cuchilla reductora de biomasa forestal	13
Figura 5: Falla por aplastamiento en uniones empernadas	14
Figura 6: Posición de los martillos en reposo	15
Figura 7: Posición de los martillos en trabajo y fuerzas presentes.	15
Figura 8: Disposición de los elementos de la MRBF.....	16
Figura 9: Representación geométrica de los discos impulsores.....	18
Figura 10: Buje de acero con un orificio transversal (a) para el pasador.....	19
Figura 11: Descripción de los elementos que van montados en el eje de transmisión	21
Figura 12: Placas rectangulares con dos bordes opuestos simplemente apoyados y los otros dos empotrados.	25
Figura 13: Representación de la fuerza de corte en el martillo.....	35
Figura 14: Detalles geométricos del martillo	36
Figura 15: Disposición de las fuerzas presentes en el martillo	38
Figura 16: Corte transversal en el centro del diámetro de acoplamiento del martillo	39
Figura 17: Zona de percusión de la biomasa forestal residual	41
Figura 18: Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas cortantes para Fy270°	42
Figura 19: Diagrama de fuerzas cortantes para Fy270° (N)	42
Figura 20: Diagrama de momentos para Fy270° (N.mm)	43
Figura 21: Circulo de Mohr.....	44
Figura 22: Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas cortantes para Fy90°	46
Figura 23: Diagrama de fuerzas cortantes para Fy90° (N)	46
Figura 24: Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas cortantes para FZ 0° = FZ 180°	47
Figura 25: Diagrama de fuerzas cortantes para FZ 0° = FZ 180° (N)	47
Figura 26: Transmisión de potencia por cadena – catarinas	57
Figura 27: Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas en el eje de transmisión plano Y-Z	60
Figura 28: Diagrama de fuerzas cortantes en el eje de transmisión en el plano Y-Z KN	62
Figura 29: Diagrama de momentos en el eje de transmisión en el plano Y-Z KN. mm .	62

Figura 30: Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que actúan en el plano X-Z	63
Figura 31: Diagrama de fuerzas cortantes en el eje de transmisión par el plano X-Z KN	64
Figura 32: Diagrama de momentos en el eje de transmisión en el plano Y-Z KN. mm .	64
Figura 33: Distancias de acción de las fuerzas presentes en el buje principal	69
Figura 34: Representación de las fuerzas que actúan en los pernos de fijación	70
Figura 35: Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas radiales presentes en rotor.....	73

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Cobertura de los bosques en el Ecuador	3
Tabla 2: Distribución de un árbol corriente apeado para madera de aserrío.....	5
Tabla 3: Análisis, selección y calificación de las alternativas de diseño	10
Tabla 4: Descripción de las partes y piezas del rotor con sus respectivos pesos.	21
Tabla 5: Partes y piezas del bastidor	24
Tabla 6: Factores aproximados de concentración de esfuerzos de una barra redonda o tubo con un agujero redondo transversal, carga en torsión.....	52
Tabla 7: Valores recomendados del factor por aplicación de carga f_l según norma ISO 10823:1996.....	56
Tabla 8: Especificaciones técnicas de las cadenas de rodillos y catarinas estándar ANSI.	58
Tabla 9: Valores de las cargas que actúan en el eje de transmisión plano Y-Z	61
Tabla 10: Valores de las cargas que actúan en el eje de transmisión plano Y-Z.	63
Tabla 11: Valores calculados para determinar el límite de fatiga del eje de transmisión.	67
Tabla 12: Constantes β₁ y β₂ para placas rectangulares con dos bordes simplemente apoyados y dos bordes empotrados, cuando b > a	75
Tabla 13: Costo de la materia prima de acuerdo a cada parte o pieza a fabricar	77
Tabla 14: Lista de partes y piezas estándar para la MRBF	79
Tabla 15: Determinación del costo de mano de obra para los procesos involucrados en la fabricación de la MRBF.	79
Tabla 16: Costo horas máquinas	80
Tabla 17: Costos de fabricación por unidad de producción.....	80
Tabla 18: Costos indirectos.....	82
Tabla 19: Costo del proyecto	82
Tabla 20: Costo comercial	83

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo 1: Instrucciones de seguridad, manuales de operación y mantenimiento.....	90
Anexo 2: Factor de deformación en unión tipo aplastamiento	100
Anexo 3: Diversos factores de reducción de la resistencia.	100
Anexo 4: Coeficiente de fluctuación para diseño de volantes de diferentes tipos de máquinas.	101
Anexo 5: Gráfico para la selección de cadenas norma ISO 606 (serie americana).	102
Anexo 6: Tabla de catarinas según especificaciones técnicas.	103
Anexo 7: Tabla de cadenas según especificaciones técnicas	104
Anexo 8: Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín	104
Anexo 9: Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero ...	105
Anexo 10: Factores de confiabilidad correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga.....	105
Anexo 11: Eje redondo en torsión con agujero transversal	106
Anexo 12: Factores de duración y de velocidad para los rodamientos de bolas.....	106
Anexo 13: Rodamientos estándar tipo UCF200 serie normal.....	107

GLOSARIO

Término / Abreviación	Definición / Explicación
Acícula	Forma larga y fina, muy especialmente en las hojas de los pinos
Biodegradable	Producto o sustancia que puede descomponerse en elementos químicos naturales por la acción de agentes biológicos, como el sol, el agua, las bacterias, las plantas o los animales.
Poda	Actividad que consiste en cortar o quitar las ramas superfluas de los árboles y las plantas para que crezcan y se desarrollen con más vigor.
Raleo	Dentro del ámbito forestal se conoce como raleo a la actividad de seleccionar y cortar las especies que no favorecen a la plantación.
Silvicultura	Conjunto de actividades relacionadas con el cultivo, el cuidado y la explotación de los bosques y los montes.
Tocón	Parte de un árbol que sobresale de la tierra y está unido a la raíz.
Apeo	Acción de cortar un árbol por el pie y derribarlo.
Tamiz	Utensilio que se usa para separar las partes finas de las gruesas de algunas cosas que están formado por una tela metálica o rejilla tupida.
MRBF	Máquina reductora de biomasa forestal.
Criba	Cada uno de los aparatos mecánicos que se emplean en agricultura para cribar semillas, o en minería para lavar y limpiar los minerales.
Cribado	Acción de pasar una semilla, un mineral u otra materia por la criba para separar las partes menudas de las gruesas
EPP	Equipos de protección personal.
Conífero, ra	Grupo de plantas gimnospermas de hojas perennes, aciculares o en forma de escamas y fruto en forma cónica, como los pinos, los cipreses y los abetos

RESUMEN

El presente proyecto tiene como finalidad proveer una solución práctica para el aprovechamiento de la biomasa residual forestal, además servirá de sustento técnico, ya que con el diseño y construcción se pretende implementar un método alternativo dirigido a recobrar, manejar y utilizar los residuos forestales como materia prima en otros procesos.

Se realiza el análisis de alternativas en las cuales se presentan las diferentes características que tienen cada una de estas máquinas mediante criterios de selección y factores de calificación.

Se eligió la mejor alternativa para el diseño de la máquina reductora de biomasa residual forestal mediante el análisis y cálculo de cada elemento.

Los diseños se realizaron en SolidWorks, facilitando la elaboración de planos de conjunto, planos de subconjunto, planos de despiece de cada elemento y la programación en CNC para una ordenada construcción.

La máquina funcionará con un motor a gasolina de 16 HP a 3600 rpm, la transmisión se da por cadena catarina, todos los elementos son de seguro acoplamiento y remoción, esto permite un adecuado mantenimiento y reemplazo de repuestos.

El análisis de los costos directos e indirectos considera factible la rentabilidad de esta inversión.

Se elaboró los manuales de operación y mantenimiento, para asegurar un adecuado uso, mantenimiento y vida útil de la máquina.

ABSTRACT

The MRBF (Machine Reducing Forest Biomass) project is a proposal that provides a practical solution for the utilization of residual forest biomass. It is intended as an implementation of alternative methods for handling forest waste and raw materials and other processes. In addition this project will provide technical support with aspects such as design and construction.

An analysis was performed to determine the most common needs of clients and how they can be met by the beneficial characteristics of this MRBF machines

Starting with the best materials and the best construction values, MRBF machines are built with careful calculation of each element.

The designs were made in SolidWorks, facilitating the development of elaborate plans, drawings of subset plans, and expanded views of each component. Programming is provided in CNC for an orderly construction.

The MRBF machine will operate with a gasoline engine at 16 HP and up to 3600 rpm. The transmission is given by a Catarina chain. Each of the elements is sure to fit appropriately for easy removal and replacement of parts and maintenance when necessary.

An analysis of the direct and indirect costs of owning and operating these MRBF machines has been carefully evaluated to ensure profitability.

The Operation and Maintenance Manual provides tools for the adequate maintenance of the machine to ensure the safety and function for the life of the machine.

OBJETIVOS

GENERAL

Diseñar y construir una máquina reductora de biomasa forestal para procesar los desechos de diámetros hasta 40 mm, extraídos de la poda de los bosques comerciales, que sea compacta de fácil operación y transportación e ideal para zonas rurales y urbanas.

ESPECÍFICOS

- Analizar el porcentaje de residuos generados del apeo de un árbol de las plantaciones en los bosques.
- Diseñar un bosquejo mecánico adecuado que cumpla con los requisitos técnicos y funcionales para una posterior construcción física en prototipo inicial, aplicando pruebas de uso, medidas de seguridad, y proyecciones de mantenimiento, instalación y transporte de la máquina.
- Utilizar materiales que sean adecuados para la construcción de cada una de las partes y piezas que conformarán la máquina.
- Crear el manual de operación de la máquina reductora de biomasa facilitando el uso mediante respaldos técnicos.

INTRODUCCIÓN

El Ministerio de Agricultura, Ganadería, Acuacultura y Pesca (MAGAP), a través de la Subsecretaría de Producción Forestal, ejecuta el Programa de Incentivos para la Reforestación con Fines Comerciales, con el principal propósito de aprovechar las tierras libres que poseen los agricultores, empresarios o comuneros, tiene como meta reforestar 25000 h/año.

Los operadores forestales bajo la supervisión y coordinación del MAGAP, para garantizar la producción, crecimiento y calidad de los árboles aplican métodos silvícolas generando entre el 30 % y 40 % de residuo forestal, los mismos, que son tirados en el bosque o lugar de corte, incrementando la probabilidad de: incendios, contaminación y plagas.

Se estima que en la región sierra el 54.54 % de las plantaciones corresponde a pino y eucalipto, sin existir hasta el momento en el Ecuador, una máquina con las características necesarias para fomentar la explotación y reutilización de los residuos forestales. En este marco es viable el diseño y construcción de la máquina reductora de biomasa para procesar los desechos de productos silvícolas o prácticas de apeo forestal.

El diseño de planos de conjunto, subconjunto y despiece es un referente de tecnología e ingeniería, porque se hizo pensando en la manera de facilitar su traslado de un sitio a otro y/o de una ciudad a otra, y que personas sin mayor conocimiento técnico especializado puedan ensamblar y operar de modo seguro.

En los presentes capítulos se realiza una breve descripción de: los recursos forestales del Ecuador, el aprovechamiento, alternativas, calificación, selección, costos, conclusiones y manuales de la máquina reductora de biomasa.

CAPÍTULO I

RECURSOS FORESTALES, SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS, FUNDAMENTOS TEÓRICOS PARA EL DISEÑO DE LOS ELEMENTOS Y SISTEMAS QUE CONFORMARÁN LA MRBF

1.1 Recursos forestales

1.1.1 Los bosques en el Ecuador

En el Ecuador el bosque es uno de los recursos naturales que constituye una unidad biomásica forestal de indiscutible importancia, mediante la provisión de materia prima para querencia en diferentes áreas de producción.

Se estima que el 52% del territorio ecuatoriano tiene aptitud forestal, de los cuales el 42.38% son bosques naturales. El 80% se encuentran en la Amazonía, el 13% en el Litoral y el 7% en la Sierra, correspondiendo el 17.15% al Sistema Nacional de Áreas Protegidas (SNAP), el 8.83 % a Áreas de Bosques y Vegetación Protectores, el 7.02% al Patrimonio Forestal del Estado y el 9.28% a bosques naturales privados. (CORPEI, 2007)

Las plantaciones forestales en el Ecuador continental representan un 50 % en la región Sierra, se estima que aproximadamente el 54.54 % del total de estas plantaciones corresponde a especies de Pino y Eucalipto, el restante 50 % corresponde a plantaciones realizadas en las regiones Costa y Amazonia, mientras que en la costa las especies predominantes son: teca y balsa, en la tabla 1, se puede observar la situación actual de la cobertura de los bosques en el Ecuador.

Tabla 1: Cobertura de los bosques en el Ecuador

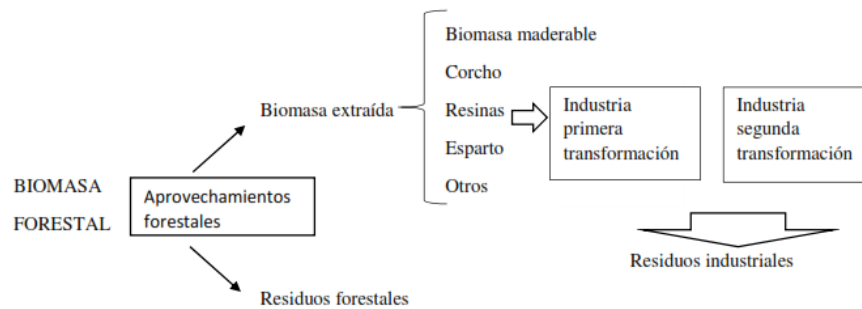
CATEGORÍA MANEJO /USO	SUPERFICIE DE BOSQUE (HA)	% DE BOSQUE	% SUPERFICIE DEL PAIS
Bosque en el sistema nacional de áreas protegidas	3.256.258,00	33.47	12,70
Bosques y vegetación protectores	1.800.000,00	18.50	7.02
Bosques con potencial productivo	4.510.000,00	46.35	17.59
Bosques plantados	164.000,00	1,69	0,64
TOTAL	9.730.268,00	100,00	37,95
Tierras disponibles para repoblación forestal	3.580.732,00		13.97

Fuente: Siguango, 2010, p. 2.

1.1.2 Biomasa forestal

Se entiende como biomasa forestal a los productos y residuos biodegradables procedentes de la vegetación de las áreas boscosas. La biomasa forestal es susceptible a ser aprovechada de forma industrial. Parte de ella se utiliza como materia prima para su transformación (madera, corcho, pasta de celulosa etc.), otra se utiliza como combustible. Generalmente la extracción de esta biomasa de los montes se denomina aprovechamiento forestal. De la biomasa extraída en el aprovechamiento que llega a la industria una parte se utiliza una para obtener bienes manufacturados, la parte sobrante es residuo industrial.

Figura 1: Clasificación de la biomasa forestal



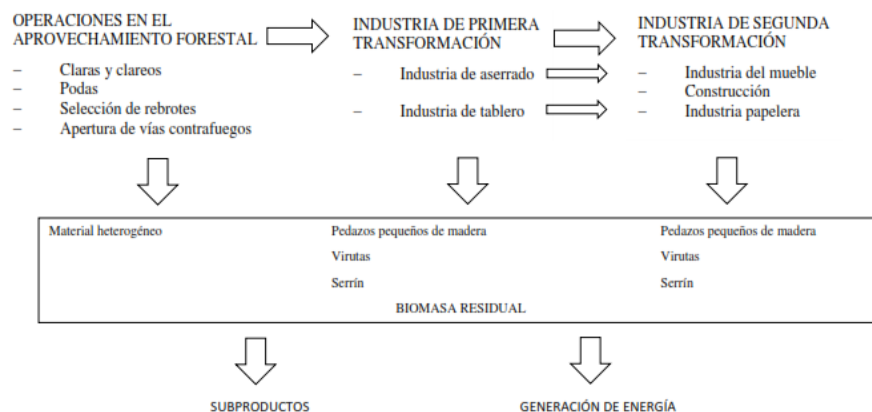
Fuente: Velázquez, 2006, p. 78.

El aprovechamiento de la biomasa forestal tiene un gran potencial para la obtención de energía limpia, como también aporta al cuidado y mejoramiento de las plantaciones boscosas.

1.1.3 Biomasa residual forestal

Se considera como biomasa residual forestal, aquella que se obtiene del mantenimiento y mejora de las aglomeraciones forestales, cuando se hacen podas, raleos, limpiezas, entre otras actividades silvícolas, dentro de este grupo de biomasa residual se encuentra también la generada por las industrias forestales, que son susceptibles de ser usados como combustibles.

Figura 2: Cadena de aprovechamiento de los productos forestales



Fuente: Velázquez, 2006, p. 80

La biomasa residual forestal después de ser transformada por diversos procesos, da lugar a diferentes productos que pueden tener aplicaciones variadas como el calor, la electricidad, la agricultura o la fuerza motriz.

En nuestro país la mayor parte de la biomasa residual forestal procede de procesos silvícolas y cortas finales es común observar en las plantaciones forestales que han sido intervenidas grandes cantidades de ramas, despuntes, hojas y acículas, todos estos residuos en la mayoría de casos son abandonados en la zona de corta generando un alto impacto ambiental. Esto es debido a que el elevado volumen de biomasa sobrante tiene una lenta descomposición, permaneciendo largo tiempo en el lugar. En la época calurosa estos residuos sufren un secado suponiendo posteriormente focos con altos riesgos de incendios. Por otra parte, ejerce un impacto paisajístico visual y sobre la fauna de la zona, que ve limitada su movilidad. Además, puede suponer una fuente de parásitos y plagas.

En la tabla 2 se evidencia la estimación de los residuos forestales que se generan del apeo de un árbol para madera de aserrío.

Tabla 2: Distribución de un árbol corriente apeado para madera de aserrío

Parte o producto del árbol	Proporción (%)
Copa, ramas, hojas, etc.	23.0
Tocón (excluida las raíces)	10.0
Aserrín	5.0
Total generado en el bosque:	38.0
Virutas, cortes y recortes	17.0
Aserrín y menudos	7.5
Pérdidas varias	4.0
Corteza	5.5
Total generado en el aserrío	34
Total residuos forestales	72

Fuente: FAO, 1991.

1.1.4 Reducción de tamaño de la biomasa residual forestal

En la tabla 2, el porcentaje mayoritario de residuo forestal se genera en actividades silvícolas de un árbol, por lo que las ramas, tallos y otras formas de residuos forestales tienen que reducirse de tamaño para facilitar su manipulación y/o almacenamiento, en el caso del aserrín, virutas y las lijaduras se pueden utilizar directamente.

La reducción del tamaño puede realizarse en forma manual lo que resultaría un incremento económico muy considerable, o en forma mecanizada, para la última forma se requiere de una desmenuzadora o una trituradora, procediéndose al cribado antes y entre estas operaciones, con una desmenuzadora que consta generalmente de un juego de cuchillas o martillos oscilantes montados en un eje que gira rápidamente dentro de un bastidor, gracias al impacto de los elementos mecánicos giratorios sobre el residuo forestal se reduce el tamaño de unos 20 a 50 mm, mientras que las trituradoras se emplean para reducir aún más el tamaño de los residuos pasándolos entre un disco fijo y otro giratorio, cada uno dotado de segmentos ranurados o acanalados (EUROPE, 1978).

1.1.5 Aprovechamiento de la biomasa residual forestal

El uso de la biomasa residual forestal requiere de una transformación previa, dependiendo su campo de aplicación, en este proyecto se cita ejemplos que se consideran prácticos en nuestro país, tomando en cuenta que la biomasa forestal es un producto de segundo orden ya que no se puede obtener directamente productos maderables por tratarse de partes pequeñas compuestas por ramas, hojas, cascara, entre otros.

1.1.5.1 Aprovechamiento agrícola

Al reducir el tamaño de la biomasa residual forestal se puede elaborar compost que es un abono 100 % orgánico que se obtiene de la mezcla de los remanentes

forestales/vegetales y animales, mezcla que experimenta la descomposición microbiana mediante fermentación, que en un tiempo prudencial se convierte en lo que comúnmente se conoce como mantillo o humus.

1.1.5.2 Aprovechamiento forestal

Si se disminuye el tamaño de la biomasa forestal se puede repartir en el suelo en las mismas plantaciones forestales, de tal manera que se genera una capa protectora de la humedad, generando un ecosistema rico en biodiversidad y nutrientes naturales que facilitan el normal desarrollo de la plantación, reduciendo el riesgo de incendios forestales.

1.1.5.3 Aprovechamiento energético

Al conseguir un tamaño uniforme de partículas, se mejorará la eficiencia de la combustión debido al ritmo uniforme y controlado de entrada de combustible y a la posibilidad de regular el paso del aire. Además, en el caso de combustibles con gran contenido de humedad, el proceso de reducción expone una mayor parte de la superficie de la partícula a los gases de caldeo, liberando así la humedad más rápidamente, con lo que se refuerza su valor calorífico. (FAO, 1991).

1.1.5.3.1 Aplicaciones térmicas

Una de las aplicaciones térmicas de la biomasa residual es la utilización en instalaciones domésticas o industriales generalmente en redes que generan calor, en el Ecuador se desconoce la existencia de proyectos o de alguna industria que utilicen la biomasa residual forestal para este fin, sin embargo se tiene conocimiento de la existencia de empresas que se dedican a la fabricación de pellet para exportar.

1.1.5.3.2 Aplicaciones eléctricas

Requieren del diseño y construcción de sistemas complejos que permitan la combustión de todos los componentes de la biomasa, incluido los volátiles, si se utilizan residuos forestales el costo de producción energética estará regulado en relación al transporte, ya que se considera a los residuos forestales como un subproducto, por tanto no tiene el mismo valor comercial que el producto forestal de primera.

1.2 Selección de alternativas

1.2.1 Alternativas del proceso de reducción de biomasa residual forestal

Para el proceso de reducción de la biomasa residual forestal se usa una variedad de máquinas diseñadas y fabricadas para operar en diferentes condiciones y terrenos, en el mercado forestal esta variedad de máquinas se les reconoce como astilladoras.

Las astilladoras fijas son máquinas de gran tamaño y peso trabajan en industrias de aserradero o carpintería y son usadas para triturar los restos residuales de la producción industrial y residuos forestales.

Las astilladoras móviles son de una amplia variedad de tamaños y pesos capaces de trasladarse por los senderos de actividades silvícolas en el punto donde se encuentran los residuos forestales, la ventaja de estas astilladoras radica en que pueden ser autopropulsadas montadas sobre la estructura de un tractor autocargador, arrastradas o suspendidas por tractor agrícola o forestal por consiguiente reciben la tracción de dicho tractor.

1.2.1.1 Astilladoras de cuchillas (AC)

La unidad de astillado está formada por un volante pesado en el que se montan radialmente entre dos o cuatro cuchillas. El material entra en contacto con el disco con un ángulo de 30 a 40 grados respecto al plano del disco y las cuchillas giratorias, actuando contra un yunque al final del mecanismo de avance, cortan rodajas de madera que se parten en astillas en el momento de corte. El tamaño de las astillas oscila normalmente entre 0.3 y 4.5 cm y puede modificarse con una cuchilla fija ajustable (Francescato, E, & L., 2008, p. 34).

1.2.1.2 Astilladoras de martillos (AM)

Mayores y más potentes que las astilladoras de cuchillas, estas astilladoras pueden procesar troncos y residuos de la explotación forestal. La unidad de astillado consta de un cilindro con cuchillas colocadas de forma tangencial, el tamaño de las astilla es heterogéneo, con longitudes de hasta 6.5 cm. Las cuchillas deben cambiarse cada 50 – 100 t (con madera frondosa) o 200 – 300 t (con madera de coníferas). (Francescato, E, & L., 2008, p. 34).

1.2.1.3 Reductora de biomasa residual forestal propuesta (MRBFP)

La MRBF propuesta estará constituida por dos unidades reductoras; la unidad lateral contendrá un disco o volante en el que se articularán radialmente cuatro cuchillas y una cuchilla fija atornillada en el bastidor lateral de la máquina, esta unidad de corte reducirá los tallos de hasta 40 mm de diámetro, la función de la segunda unidad de corte será reducir las hojas y ramas estará constituida por 24 martillos y dos discos impulsores. Las dos unidades de corte estarán unidas mediante un eje principal (eje de transmisión) formando un solo conjunto acoplado al bastidor o estructura mediante chumaceras de pared. Se instalará una pantalla metálica (tamiz o criba) con perforaciones circulares para la salida de los residuos forestales procesados, de tal forma que se pueda reducir en medidas menores. Dispondrá de dos entradas; una entrada lateral para los tallos y otra entrada superior para las hojas y ramas.

1.2.2 Calificación de alternativas

Para una correcta selección de alternativas se considera un factor de ponderación sobre 10 puntos, para el diseño y construcción de la MRBF se discurre los requisitos de selección, funcionales y de operación descritos en la tabla 3, en base al estudio realizado de las diferentes máquinas reductora de biomasa residual forestal, se procede a calificar a cada alternativa y posteriormente su selección.

Tabla 3: Análisis, selección y calificación de las alternativas de diseño

CRITERIOS DE COMPARACIÓN	CRITERIOS DE SELECCIÓN	FACTORES DE CALIFICACIÓN		ALTERNATIVAS		
		IDEAL	PONDERADO	AC	AM	MRBFP
Capacidad de reducción de la biomasa forestal	Reducir tallos de hasta 40 mm, ramas y hojas que se obtienen de los procesos silvícolas.	10	8	4	6	8
Facilidad de construcción	Reducida dificultad en la construcción, ensamble, transporte y mantenimiento de este modo también se reduce los costos directos e indirectos durante y después de la fabricación.	10	9	7	6	9
Simplicidad de transporte hasta el punto de operación	En consideración de la irregularidad de los terrenos en todas las regiones del Ecuador, la MRBF debe facilitar el transporte hasta el punto de operación, lo que no debe incrementar sustancialmente los costos de producción del proceso de reducción de biomasa residual forestal.	10	9	6	6	9
Capacidad de trabajo sobre terrenos irregulares	La MRBF debe ser adaptable para zonas urbanas y rurales, regiones sierra, costa, oriente e insular.	10	10	5	5	10
Seguridad durante su operación	Es importante que el equipo brinde una adecuada seguridad, tanto para el operador como al medio circundante.	10	10	6	7	9
Parámetros de mantenimiento y repuestos	El operador no debe requerir de cursos técnicos o específicos, de tal modo que el mismo sea capaz de ejecutar los procesos de operación y mantenimiento de acuerdo a los manuales respectivos.	10	7	6	5	7
Consumo energético	Primeramente debe cumplir con todos los parámetros anteriores y debe disponer de un motor incorporado, por tanto el motor debe ser de gasolina o diésel.	10	8	6	6	8
Costos de operación	Involucra el número de operadores que se requiere para trabajar, por consiguiente se analiza el valor económico que deba pagar al/los operador/es.	10	8	5	6	8
TOTAL		80	69	45	47	68
ALTERNATIVA PREDOMINANTE						68

Elaborado por: Jorge Armas

Se evidencia que la puntuación más alta recae en la tercera opción, el diseño se basará para este caso.

1.3 Fundamentos teóricos para el diseño de los elementos y sistemas que conformarán la MRBF

Para los cálculos de los elementos que constituirán la MRBF, se estima que los residuos del eucalipto será la biomasa a procesar, cuya fuerza de corte se puede determinar mediante la ecuación de esfuerzo normal.

1.3.1 Elementos que constituyen el rotor de la MRBF

El rotor está constituido por todas las herramientas que faciliten la reducción de la biomasa residual forestal.

1.3.1.1 Disco porta-cuchillas

Transmitirá la potencia a las cuchillas, en él se acoplarán mediante pernos cuatro cuchillas en forma ortogonal, la masa es un factor muy significativo por la relación directa con la inercia, considerando que la MRBF está diseñada para trabajar a altas revoluciones.

El diseño del disco porta cuchillas se realizará utilizando criterios recomendados por el manual AISC de la (American institute of steel construction, 1999) y se construirá con acero AISI - 1010 de $S_y = 2530 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} = 250\text{Mpa} = 36 \text{ ksi}$.

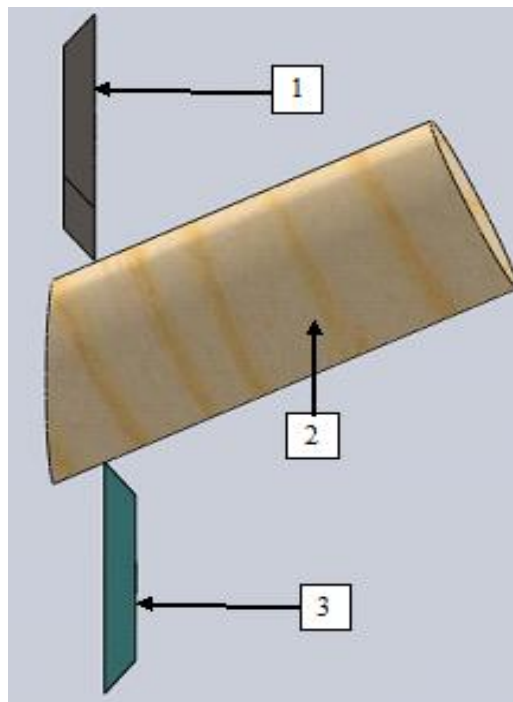
1.3.1.2 Cuchillas

Para el diseño de las cuchillas, se debe determinar la fuerza requerida para cortar el eucalipto, obviando las condiciones si el eucalipto este seco o húmedo, para evitar introducir parámetros que podrían variar la forma y dimensiones de la cuchilla, las mismas que deben girar a grandes revoluciones, por lo que estarán sometidas a fricción casi constante y a un esfuerzo de corte.

Las cuchillas trabajarán cizallando a los residuos forestales, según la figura 3, el ángulo de corte de las cuchillas será de 21° , como observaciones hechas por algunas citas bibliográficas, de tal forma que produzca con facilidad el cizallado disminuyendo el esfuerzo en el plano vertical.

Las cuchillas serán de forma que permita acoplar al volante por medio de pernos, además deberán poseer dos filos cortantes idénticos.

Figura 3: Funcionamiento del cizallado



Elaborado por: Jorge Armas

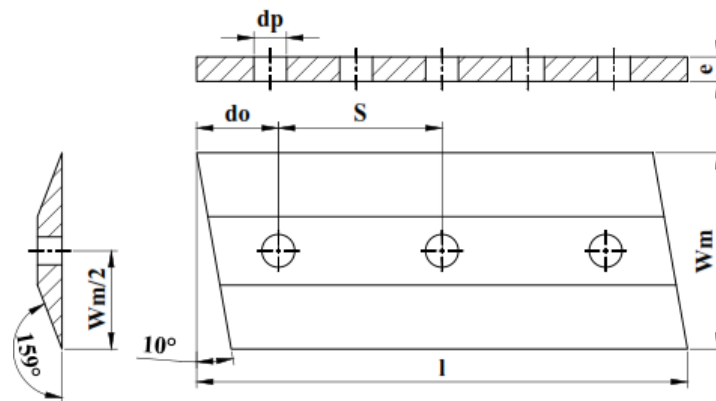
Donde:

1. Cuchilla dinámica
2. Elemento a cizallar
3. Contra cuchilla

Las condiciones para el diseño y construcción de las cuchillas serán las siguientes:

1. Acero seleccionado según recomendaciones técnicas: AISI 01 o DF 2
 - Módulo de elasticidad $E = 190000 \frac{N}{mm^2} = 19000 \frac{Kgf}{mm^2}$.
 - Límite de fluencia $S_y = 353 \times 10^6 \text{ Mpa}$
2. Condiciones geométricas y de apoyo de la cuchilla
 - $l = 120 \text{ mm}$
 - $C = 1$
 - $W_{ce} = 60 \text{ mm}$
3. Templar las cuchillas posteriores a la fabricación.

Figura 4: Condiciones geométricas de la cuchilla reductora de biomasa forestal



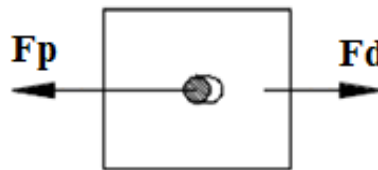
Elaborado por: Jorge Armas

Se debe realizar la corrección de los cálculos, para lo cual se utilizará el prontuario de máquinas y herramientas de (Larburu, 2001, p. 443) .

1.3.1.3 Pernos sujetadores de las cuchillas

Se considerará el fallo por rotura de una unión, el esfuerzo sobre el perno es una fuerza normal a un eje, la rotura puede ser por aplastamiento de la chapa a flexión del vástago del perno figura 5.

Figura 5: Falla por aplastamiento en uniones empernadas



Elaborado por: Jorge Armas

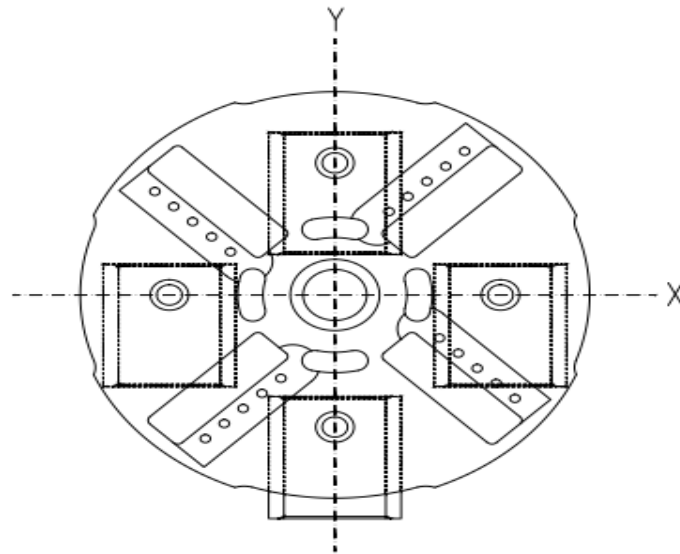
Los cálculos se realizarán según el método AISC (American institute of steel construction, 1999).

1.3.1.4 Martillos

La función de los martillos es la de percutir a los restos cortados por las cuchillas, ramas y hojas que ingresen por la tolva superior, es decir se transforma de una máquina cizalladora a un molino de martillo.

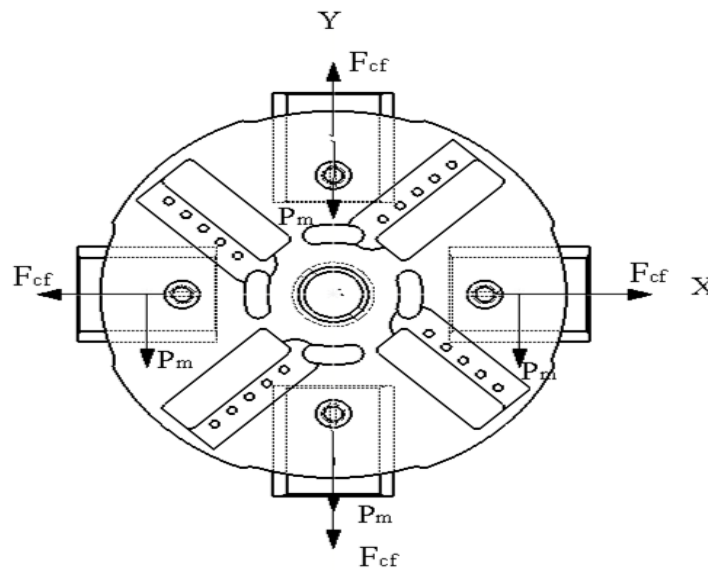
Los martillos en la MRBF se admiten en dos estados; el primer estado cuando se encuentra en reposo (figura 6) y el segundo estado durante la operación. Es de considerar además que cuando se describe el movimiento de un cuerpo en un sistema de referencia en rotación aparece la fuerza centrífuga, la misma que aparentemente, tiende a alejar los objetos del eje de rotación, en el caso de un triturador de martillos, la fuerza centrífuga los coloca en la posición de trabajo (figura 7), que será base para el análisis de este proyecto.

Figura 6: Posición de los martillos en reposo



Elaborado por: Jorge Armas

Figura 7: Posición de los martillos en trabajo y fuerzas presentes.



Elaborado por: Jorge Armas

Durante el funcionamiento los martillos girarán con la velocidad angular (ω) del motor en referencia al centro de giro. Según investigación del mercado nacional, el tipo de motores recomendados para la MRBF existe en potencias desde: 5, 6.5, 7, 10, 11, 13 y 15 hp, con velocidades angulares entre 2500, 3000 y 3600 [rpm], los productores de máquinas reductora de residuos forestales recomiendan los valores para la velocidad angular de un sistema de martillo, entre 2500, 3000 y 3500 [rpm], se opta

por seleccionar la velocidad angular media, tomando en cuenta que el trabajo del motor será de jornada continua.

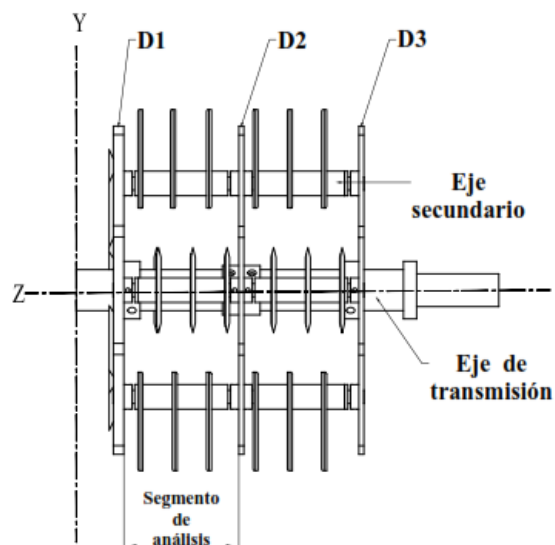
Los martillos se acoplarán en el eje secundario separados por espaciadores a medidas escalonadas, de tal forma que permita reducir en tamaños menores los residuos forestales, es indispensable mencionar que los martillos son pivotantes por lo que el esfuerzo por flexión se anula.

El material con que se fabricarán los martillos es el AISI 01 o también conocido como DF 2, cuya $S_y = 4456 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$ y $(\delta = 7800 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3})$, se realizará temple para lograr una mayor dureza de cada martillo.

1.3.1.5 Ejes secundarios

Los ejes secundarios se sujetarán a los 3 discos, por esta razón el esfuerzo de torsión no se evalúa, para el diseño se efectuará el análisis de los esfuerzos de flexión y de corte, para el desarrollo de este tema se seleccionará el segmento especificado en la figura 8.

Figura 8: Disposición de los elementos de la MRBF



Elaborado por: Jorge Armas

En la figura 8 se evidencia las fuerzas que actúan en el eje secundario, realizando el análisis de cuerpo libre se tendrán fuerzas en la base Z y fuerzas en la base Y.

Para determinar el factor de seguridad se utilizará la teoría de la energía de distorsión descrita por Von Mises y con la ayuda del círculo de Mohr se determinará el esfuerzo equivalente, para la construcción de los ejes secundarios se utilizará acero AISI 4340 cuyas propiedades son $S_y = 1170 \text{ Mpa} = 11930.68 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$ y $S_{ut} = 1310 \text{ Mpa} = 13358.28 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$.

1.3.1.6 Espaciadores de martillos

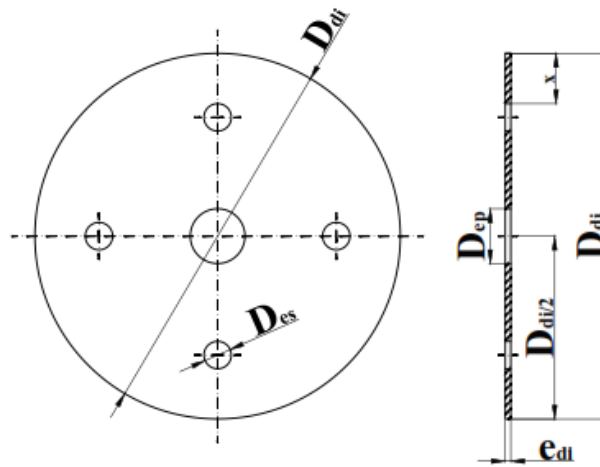
Los espaciadores entre martillos serán cilindros huecos dispuestos concéntricamente con los ejes secundarios en dimensiones pre-establecidas, los mismos que deben:

- Mantener una distancia adecuada entre martillos en un mismo eje secundario.
- Evitar fricción y/o choque entre martillos durante la operación.
- El ensamble entre martillos debe ser de manera escalonada.
- Cumplir con las recomendaciones de los fabricantes de molinos de martillos manteniendo una distancia (k) mayor a 3 veces el espesor del martillo.
- El material que se utilizará para la construcción será el acero AISI -1018.

1.3.1.7 Disco impulsor

La geometría de los discos de la MRBF será de forma circular esto consiente que la fuerza centrífuga actúe radialmente en todo momento, al disponer los martillos de manera ortogonal, la zona de esfuerzo será más larga, por lo tanto el esfuerzo normal por tracción será menor.

Figura 9: Representación geométrica de los discos impulsores



Elaborado por: Jorge Armas

Donde:

D_{di} = Diámetro del disco transmisión

e_{di} = Espesor del disco transmisión

D_{ep} = Diámetro del eje principal

x = Pared entre el diámetro del disco transmisión y el orificio para el eje secundario

En la figura 9 se observa cuatro perforaciones (D_{es}) donde se concertarán los ejes secundarios, por lo que el análisis se proveerá por rotura, para el efecto se requiere determinar la fuerza de reacción máxima que presentan los ejes, el disco más crítico será el intermedio ya que soporta la suma de las reacciones presentes a los dos lados, la fabricación del disco impulsor se realizará con acero AISI - 1010.

1.3.1.8 Pasadores secundarios

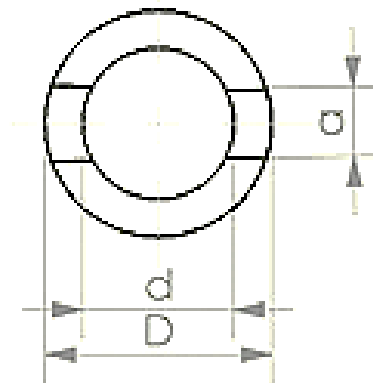
Los ejes secundarios deben ser asidos con los discos y estos con el eje transmisión (principal) para formar un solo elemento, se utilizarán pasadores ahusados fabricados

con acero AISI 1045 de $S_y = 31.705 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$ y $[\sigma_{\text{máx.}}] = 57.702 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$, los pasadores se calcularán a fallo por cortante y por aplastamiento, el punto crítico será en el disco transmisión intermedio, cuya fuerza resultante promedio se obtiene de las fuerzas que actúan a cada lado.

1.3.1.9 Bujes secundarios

Se fabricarán a partir de barras circulares perforadas incluyendo un orificio transversal del diámetro del pasador ahusado, esto permitirá anclar los ejes secundarios con los discos, el buje será según la figura 10.

Figura 10: Buje de acero con un orificio transversal (a) para el pasador.



Elaborado por: Jorge Armas

El acero recomendado para la fabricación es el AISI - 1018 cuya resistencia a la fluencia es igual a $S_y = 38 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} = 370 \text{ MPa} = 54 \text{ Ksi}$, el análisis en este proyecto se realizará en el disco transmisión medio.

1.3.2 Sistema de transmisión

El diseño del sistema de transmisión para la MRBF se debe iniciar con la selección del motor, en este caso se seleccionará un motor de combustión interna (a gasolina), de

esta forma la máquina se vuelve operacional tanto en la zona rural como en la zona urbana, el motor que se seleccione será el encargado de proporcionar la potencia necesaria para el funcionamiento de la máquina.

1.3.2.1 Potencia del motor

La potencia del motor que se requiere para la MRBF se calculará en función del torque, el mismo que resulta de la sumatoria de los torques producidos por los martillos que percutan al mismo tiempo la biomasa residual más el torque que ejerce la cuchilla que esta acoplada en un disco, el radio de giro será diferente para cada caso, estos valores se expresara en el cálculo de la potencia del motor.

1.3.2.2 Transmisión por cadena catarina

Para calcular la transmisión por cadena - catarina se determinará la potencia de diseño (P_d) partiendo de la potencia (P_o) que transmita el motor y de un factor de servicio determinado según tablas en función del tipo de trabajo que ejecutará la MRBF y del motor que se seleccione.

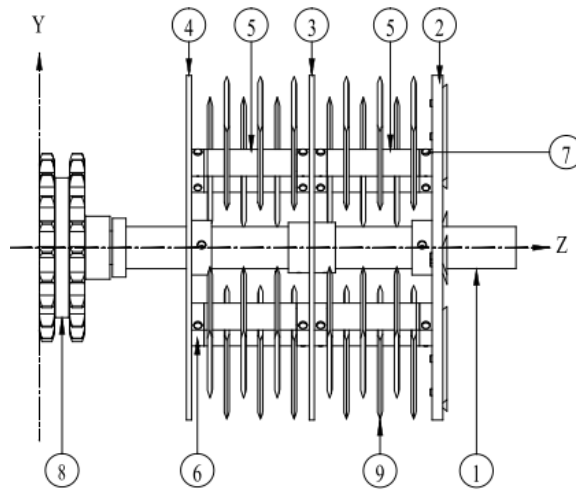
Para una operación moderada a velocidades moderada y alta se considera buena práctica emplear una catalina impulsora con al menos 17 dientes (Shigley & Mischke, 2002, p. 1092). Para determinar el número de dientes que dispondrá la catarina conducida se debe calcular la relación de transmisión de potencia por cadena catarina.

Se considera necesario determinar la carga que ejerce la catarina impulsora sobre la cadena, ya que esta transmite al eje del rotor.

1.3.2.3 Eje de transmisión

Para el diseño del eje de transmisión se considerará la fuerza producida por la catarina impulsora (k_r), las fuerzas en los planos YZ y XZ, más las fuerzas de los elementos que se acoplarán para conformar el conjunto identificado como “rotor”.

Figura 11: Descripción de los elementos que van montados en el eje de transmisión



Elaborado por: Jorge Armas

Tabla 4: Descripción de las partes y piezas del rotor con sus respectivos pesos.

Ref.	Descripción	Masa (Kg)	W (Kgf)
1	Eje de transmisión	8,8	8,8
2	Sistema de disco porta cuchillas	12,1	12,1
3	Sistema del disco impulsor intermedio	6	6
4	Sistema del disco impulsor posterior	5,7	5,7
5	Espaciadores	0,7	0,7
6	Ejes secundarios	3,7	3,7
7	Pasadores	0,2	0,2
8	Catarina accionada	4,4	4,4
9	Martillos	0,5	0,5

Elaborado por: Jorge Armas

Los discos irán montados en el eje de transmisión mediante tornillos de fijación, conformando un elemento sólido, por consiguiente se debe realizar el análisis por el método de esfuerzos combinados y por el de torsión con concentración de esfuerzos, con los valores encontrados se hallará el factor de seguridad.

El eje de transmisión trabajará a altas revoluciones y a jornadas continuas, por tanto se estima necesario determinar el límite de fatiga y el factor de seguridad para este caso, el eje de transmisión se fabricará con acero AISI 4340.

1.3.2.4 Pernos de fijación

El acople y fijación de los tres discos que conforman el rotor se realizará mediante pernos normalizados, para evitar que se generen esfuerzos axiales, sin embargo al estar unidos con los martillos, cuchillas y demás elementos de reducción generarán esfuerzos de torsión, para el cálculo se basará del siguiente concepto teórico.

A diferencia de los pernos y de los tornillos de cabeza que dependen de la tensión para desarrollar una fuerza de sujeción, los tornillos de fijación se basan en la compresión para desarrollar tal fuerza. La resistencia al movimiento axial de un collarín o de una masa con relación al eje se llama capacidad de sujeción. Dicha capacidad de sujeción, que en realidad es una fuerza de resistencia, se debe a la resistencia de fricción de las partes en contacto del collarín y del eje, así como a cualquier penetración ligera del tornillo de fijación en el eje (Budynas & Nisbett, 2008, p. 376)

Según la descripción anterior y por recomendaciones técnicas se estima utilizar pernos de acero grado.

1.3.2.5 Bujes principales

El diseño de los buje principales se realizará siguiendo el método aplicado para los bujes secundarios, el acero recomendado para la fabricación es el AISI - 1018, del mismo modo que en el caso anterior el cálculo se realizará en el disco transmisión medio, ya que se considera es el lugar crítico.

1.3.2.6 Chumaceras

La selección de las chumaceras, con la ayuda de un catálogo de un fabricante implica determinar la capacidad de carga y la geometría de la chumacera. Para facilitar los cálculos algunos fabricantes proporcionan gráficas o tablas de factores de duración y factores de velocidad.

Para el caso de la MRBF, el rotor es el conjunto formado por las cuchillas, martillos, discos, ejes, bujes y las demás partes y piezas que conforman el sistema de reducción, se condiciona de rodamientos que soporten muy bien las cargas radiales a velocidades elevadas, con bajo rozamiento y que cuenten con la posibilidad de funcionar tanto como rodamiento fijo y libre, se concluye que los rodamientos rígidos de bolas son los que cumplen con los requerimientos técnicos y funcionales.

Se estima que la MRBF trabajará un periodo de 8 horas, los 20 días del mes durante 5 años calendarios, esto arroja aproximado 10000 horas de vida útil, como la velocidad de trabajo es alta y a jornada completa se debe calcular la capacidad de carga dinámica, debe ser menor a la de la chumacera seleccionada.

El rotor durante toda la operación de trabajo no presenta fuerza axial, por lo que la fuerza radial aplicada se puede obtener a partir de las ecuaciones recomendadas por (NTN, 2012, p. 26).

1.3.3 Bastidor

El bastidor es un componente muy importante de la MRBF, que soportará las cargas generadas en el eje de transmisión así como en los elementos reductores de la biomasa, por consiguiente el material con el que se construya debe resistir todas estas cargas, el material a ser usado es acero AISI - 1010

El bastidor se construirá por partes fácil de ensamblar, siendo posible el transporte a lugares extensos con la máquina en parte y piezas, el bastidor estará constituido de las siguientes partes y piezas:

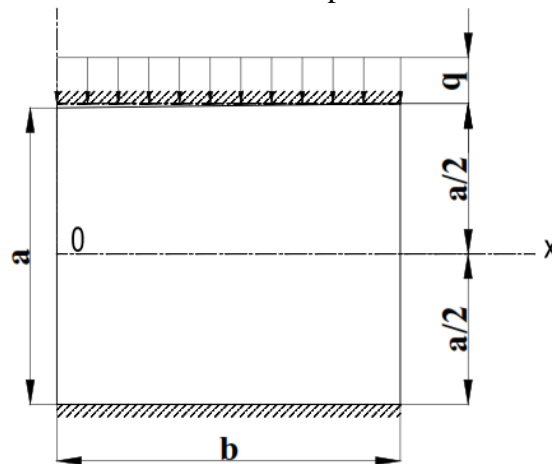
Tabla 5: Partes y piezas del bastidor

Nombre de parte o pieza	Partes con los que se acoplarán
Tapa frontal	Chumacera de pared
	Tolva de ingreso de tallos
Tapa posterior	Chumacera de pared
	Tapa protectora del sistema de transmisión
Tapa lateral derecha	Soldar tubos de 1/2 de pulg. célula 80
Tapa lateral izquierda	Soldar tubos de 1/2 de pulg. célula 80
Tamiz	Soldar segmentos de tubos de 1/2 de pulg. célula 80
Cubierta	Tolva para ingreso de hojas y ramas
	Motor
Tolva para tallos	
Tolva para hojas y ramas	

Elaborado por: Jorge Armas

El cálculo se realizará para la placa frontal ya que es donde se alojará la cumacera soportando las cargas del eje de transmisión y el peso total de la MRBF, para el efecto se basa en la teoría de placas rectangulares con dos bordes opuestos simplemente apoyados y los otros dos empotrados (Timoshenko, 1990).

Figura 12: Placas rectangulares con dos bordes opuestos simplemente apoyados y los otros dos empotrados.



Fuente: Timoshenko, 1990, p. 208

Se tiene un valor suficientemente exacto de los momentos, tomando sólo los dos primeros términos de las series, suponiendo estos momentos a los de una placa simplemente apoyada, se obtiene entonces los valores finales de los momentos en el centro de la placa (Timoshenko, 1990, p. 212). Las propiedades del material para el diseño son:

- Esfuerzo de fluencia $S_y = 2530 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} = 250\text{Mpa} = 36 \text{ ksi}$. Esfuerzo último $S_{ut} = 400 \text{ Mpa}$
- Porcentaje de alargamiento (Longitud 2 inch) = 30

CAPÍTULO II

CÁLCULO Y DISEÑO DE LA MRBF

2.1 Parámetros para el diseño de la MRBF

Una vez seleccionada la alternativa para desarrollar el presente proyecto, es necesario determinar las partes y/o componentes de la MRBF; para proceder al diseño, cálculo y selección de materiales para su construcción.

El presente capítulo contiene los cálculos y el diseño de los elementos que conforman la MRBF, en el transcurso del capítulo se aplicarán algunos conceptos y principios fundamentales para el diseño de las partes y piezas como son la fatiga, la torsión, los esfuerzos, ya que todos estos parámetros son de mucha importancia al momento de realizar el diseño de la máquina.

2.2 Capacidad de la MRBF

Los requisitos funcionales y de operación de la MRBF serán los siguientes:

Caudal de salida	$Q_s = 5 \frac{m^3}{h}$
Diámetro del elemento residual forestal máximo (tallo)	$D_s = 4 \text{ cm}$
Esfuerzo de corte de la biomasa (eucalipto) (U.C.E)	$\sigma_{yb} = 1.2 \frac{Kgf}{cm^2}$
Espesor de corte (pared de la cuchilla)	$e = 0.5 \text{ cm}$
Número de cuchillas	$\eta = 4$
Número de martillos	$\# = 24$
Factor de volumen de residuos adicionales (ramas y hojas)	$f = 0.5$

La fuerza de corte se define por la ecuación del esfuerzo normal:

$$\sigma_{yb} = \frac{F_c}{A_c} \quad (1)$$

Donde:

F_c = Fuerza de corte requerida para que las cuchillas corten los residuos forestales del eucalipto.

A_c = Área de corte de la muestra residual (eucalipto) de análisis.

Al despejar F_c y reemplazar los valores (detallados como requisitos funcionales y de operación) en la ecuación 1 se tiene $F_c = 15.08 \text{ Kgf} = 147.875 \text{ N}$, este valor admite determinar el momento (M_c), que en parte debe ser suministrado por el motor.

$$M_c = F_c * R_c \quad (2)$$

Donde:

M_c = Momento (en la cuchilla) producido por la fuerza cortante.

$R_{gc} = 12.6 \text{ cm}$. Radio de giro considerado desde el centro del eje de transmisión de la MRBF hasta el punto medio de la cuchilla donde se produce el corte de los residuos forestales.

Al calcular el momento $M_c = 187.5 \text{ Kgf} * \text{cm}$; dentro del proceso de reducción de los tallos de biomasa forestal se determinará el número de revoluciones por minuto que se requiere para cortar el caudal de salida requerido, planteando la siguiente ecuación.

$$Q_s = (V_{RC} * \eta * N) * \frac{1}{f} \quad (3)$$

Donde:

V_{RC} = Volumen de material residual desalojado (cm^3)

N = Número de rpm que se requiere para desalojar Q_s

η = Número de cuchillas

Para calcular el volumen de material residual desalojado (V_{RC}) en función del diámetro máximo del elemento residual forestal (D_s) se recurre a la ecuación 4.

$$V_{RC} = \frac{D_s^2 * \pi}{4} * e \quad (4)$$

Al calcular $V_{RC} = 6.3 \text{ cm}^3$, y despejando N de la ecuación 3 se tiene $N = 1657.91 \text{ rpm} \cong 1658 \text{ rpm} = 173.6 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$.

2.3 Cálculo de las herramientas reductoras

Las cuchillas y los martillos constituyen la esencia de la MRBF, son estos dos elementos los que facilitarán la reducción de la biomasa residual forestal.

Para el diseño de estos elementos se considera los siguientes factores: las propiedades físicas y mecánicas del eucalipto ya que es el de mayor demanda aún más que el pino, la velocidad del rotor, el tipo y disponibilidad del motor.

2.3.1 Diseño del disco porta - cuchillas

El disco porta-cuchillas tendrá un diámetro de 410 mm, un buje principal se acoplará con el eje de transmisión mediante pernos, cuatro bujes secundarios que servirán para acoplar los ejes secundarios – porta martillos.

En la sujeción de las cuchillas con el volante, por efecto de la fuerza de corte se produce aplastamiento de la pared del agujero, el manual AISC (American institute of steel construction, 1999) permite determinar la resistencia de diseño para este caso se emplean las siguientes ecuaciones.

$$R_d = \phi * R_n \quad (5)$$

$$R_n = C * d * t * F_u \quad (6)$$

$$P_u = 1.6 * F_c \quad (7)$$

Donde:

R_d = Resistencia de diseño

R_n = Resistencia nominal = esfuerzo o fuerza correspondiente a la falla

C = Factor de deformación, Anexo 2

ϕ = Factor de resistencia menor que la unidad, depende del tipo de resistencia (toma en cuenta las incertidumbres en la resistencia). Anexo 3

d = Diámetro del perno

t = Espesor de la placa del disco porta cuchillas

F_u = Resistencia mínima de una parte crítica. Esfuerzo de tracción mínima

P_u = Resistencia a la compresión requerida

$C = 2.4$ Anexo 2

$\phi = 0.75$ Anexo 3

$d = 0.8$ cm, se obtiene del diseño preliminar de la MRBF en SolidWorks.

$t = 1.27$ cm, (Para efectos de cálculo)

Con los datos descritos anteriormente se confirma los siguientes resultados:

$$R_n = 6169.152 \text{ Kgf} = 60.5 \text{ KN}$$

$$R_d = 4626.864 \text{ Kgf} = 45.374 \text{ KN}$$

$$P_u = 24.128 \text{ Kgf.}$$

Para que el diseño sea adecuado debe cumplir con la siguiente condición:

$$P_u \leq R_d \quad (8)$$

$$24.128 \leq 6169.152(\text{Kgf})$$

La condición de diseño se cumple, por lo que el espesor del disco porta-cuchillas será de $t = 1.27 \text{ cm} = 12.7 \text{ mm} = \frac{1}{2} \text{ in.}$

2.3.2 Diseño de las cuchillas

Conociendo la fuerza de corte (F_c) que se determinó en la ecuación 1, a continuación se analizará el esfuerzo crítico utilizando la ecuación de pandeo de Euler y la relación de esbeltez.

$$\sigma_e = \frac{C * \pi^2 * E}{\left(\frac{l}{R_{gc}}\right)^2} \quad (9)$$

$$R_{gc} = \sqrt{\frac{I}{A_{tc}}} \quad (10)$$

$$A_{tc} = W_{ce} * e_c \quad (11)$$

$$I = \frac{W_{ce} * e_c^3}{12} \quad (12)$$

Al sustituir las ecuaciones 11 y 12 en la ecuación 10 se tiene una nueva ecuación.

$$R_{gc}^2 = \frac{e_c^2}{12} \quad (13)$$

Donde:

σ_e = Esfuerzo de Euler

l = Longitud de la cuchilla (cm)

E = Módulo de elasticidad del acero seleccionado

C = Condición de apoyo

R_{gc} = Radio de giro de la cuchilla

I = Inercia de la cuchilla

A_{tc} = Área transversal de la cuchilla

W_{ce} = Ancho de la cuchilla, estimado por finalidades de cálculo

e_c = Espesor de la cuchilla

Planteadas las ecuaciones anteriores y al reemplazar la ecuación 13 en la ecuación 9, se obtiene.

$$\sigma_e = \frac{e_c^2 * C * \pi^2 * E}{12 * l^2} \quad (14)$$

La resistencia de tensión del acero AISI 01 se define como el esfuerzo admisible del material para reducir la biomasa forestal.

$$[\sigma] = \frac{\sigma_e}{F_s} \quad (15)$$

Al substituir la ecuación 14 en la 15, da como resultado:

$$[\sigma] = \frac{e_c^2 * C * \pi^2 * E}{12 * l^2 * F_s} \quad (16)$$

Donde:

$[\sigma]$ = Esfuerzo admisible del acero AISI 01

F_s = Factor de seguridad.

$$\sigma = \frac{F_c}{A_{tc}} \quad (17)$$

Se obtiene la ecuación 18 al reemplazar la ecuación 11 en la 17.

$$\sigma = \frac{F_c}{W_{ce} * e_c} \quad (18)$$

Como las ecuaciones 16 y 18 son iguales, y despejando e_c se obtiene:

$$e_c = \sqrt[3]{\frac{12 * F_c * l^2 * F_s}{W_{ce} * E * C * \pi^2}} \quad (19)$$

Al sustituir los datos en la ecuación 19 se obtiene $e_c = 0.6948$ mm, el valor obtenido es menor al requerido, por lo que se utiliza la corrección de los criterios de dimensiones y material de las cuchillas según (Larburu, 2001, p. 443) .

$$E_c = e_{\text{máx}} + 5 \text{ mm} \quad (20)$$

$$W_c = 6 \text{ a } 8 * E_c \quad (21)$$

Donde:

E_c = Espesor de la cuchilla a fabricar

$e_{\text{máx}}$ = Espesor de la cuchilla calculado

W_c = Ancho de la cuchilla

De la corrección realizada se obtiene que:

$$E_c = 6 \text{ mm}$$

$$W_{ce} = 48 \text{ mm (Espesor de la cuchilla, corregido)}$$

2.3.3 Selección de los pernos sujetadores de cuchillas

Tomando en cuenta la deformación del agujero, y para agujeros normales o estándares, se establece las siguientes ecuaciones para determinar el número de pernos, según el método AISC (American institute of steel construction, 1999).

$$d_o \geq 1.5 * d_p \quad (22)$$

$$S \geq 3 * d_p \quad (23)$$

Dónde:

d_o = Distancia desde el centro del perno (extremo) hasta la arista lateral

d_p = Diámetro del perno

S = Distancia entre centros de los pernos.

Se selecciona los pernos A307 de diámetro $d_p = 5/16''$, cuya resistencia nominal de corte incluida o no la rosca en el plano de corte $F_v = 1690.8 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$.

Al desarrollar se tiene que $d_o \geq 12 \text{ mm}$ y $S \geq 24 \text{ mm}$, se considera que el valor encontrado para d_o no es conveniente, por lo que se establece que $d_o = 15 \text{ mm}$, por consiguiente $S = 30 \text{ mm}$.

Para el perno más cercano al borde de conexión, se aplica la condición de diseño según AISC (American institute of steel construction, 1999).

$$R_d = \phi * R_n \quad (24)$$

$$R_n = F_v * A_b \quad (25)$$

$$A_b = \frac{\pi * d_p^2}{4} \quad (26)$$

Donde:

F_v = Resistencia nominal de corte de los pernos.

A_b = Área nominal del perno.

Por lo tanto $R_n = 849,89 \text{ Kgf}$, $R_d = 637,42 \text{ Kgf}$ cuando $\phi = 0.75$ según el Anexo 3.

Verificando la condición de diseño de acuerdo a la ecuación 8 se evidencia que:

$$24.128 \leq 637,42 \text{ (Kgf)}$$

Por consiguiente los pernos de unión entre las cuchillas de corte y el disco serán los seleccionados para el cálculo.

2.3.4 Diseño de los martillos

Si la velocidad angular promedio es $\omega = 3000 \text{ rpm} = 314.2 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$, la velocidad tangencial (v_i) se fija de la ecuación 27, con un radio de giro $R_g = 224 \text{ mm}$.

$$v_i = \frac{\omega * 2 * \pi * R_g}{60} \quad (27)$$

Al calcular los valores se tiene $v_i = 70.4 \frac{m}{seg}$, este valor corresponde a la velocidad tangencial del martillo cuando no está percutiendo.

Cuando se ejecute el impacto y se fraccione, se producirá una velocidad angular, a la que se le identificará como velocidad angular de corte (ω_c) que será igual a la que se produzca en las cuchillas de cizallamiento, para facilitar el análisis se debe considerar como un solo cuerpo al conjunto formado por: el eje motriz, ejes secundarios, discos, martillos y demás componentes e individualizar como un volante de inercia (Shigley & Mischke, 2002, p. 1046), puntualizando un coeficiente de fluctuación (C_s) de la velocidad angular de corte como:

$$C_s = \frac{\omega_i - \omega_c}{\omega} \quad (28)$$

$$\omega = \frac{\omega_i + \omega_c}{2} \quad (29)$$

Al resolver ω de la ecuación 29 en la 28 y despejando ω_i se obtiene la ecuación 30, donde $\omega_c = 173.6 \frac{rad}{seg}$, $C_s = 0.2$ es adimensional (Anexo 4).

$$\omega_i = \omega_c \frac{C_s + 2}{2 - C_s} \quad (30)$$

$$v_c = \omega_c * R_g \quad (31)$$

Con el desarrollo de las ecuaciones se tiene que $\omega_i = 2026.44 \text{ rpm} = 212.2 \frac{rad}{seg}$, calculando la velocidad tangencial de corte se tiene $v_c = 47.5328 \frac{m}{seg}$. Una vez que se ha determinado ω_i y ω_c se calcula la aceleración angular (α).

$$\alpha = \frac{\omega_i^2 - \omega_c^2}{2 * \theta} \quad (32)$$

En la figura 13 se evidencia la existencia de cuatro martillos ortogonales, cada martillo debe girar 360° cada vez que percute la biomasa, de donde $\theta = 2\pi$ rad, al reemplazar los valores se tiene $\alpha = 1185.05 \frac{\text{rad}}{\text{seg}^2}$.

La fuerza de corte requerida para reducir la biomasa residual forestal en el molino de martillo generará un momento (M_m).

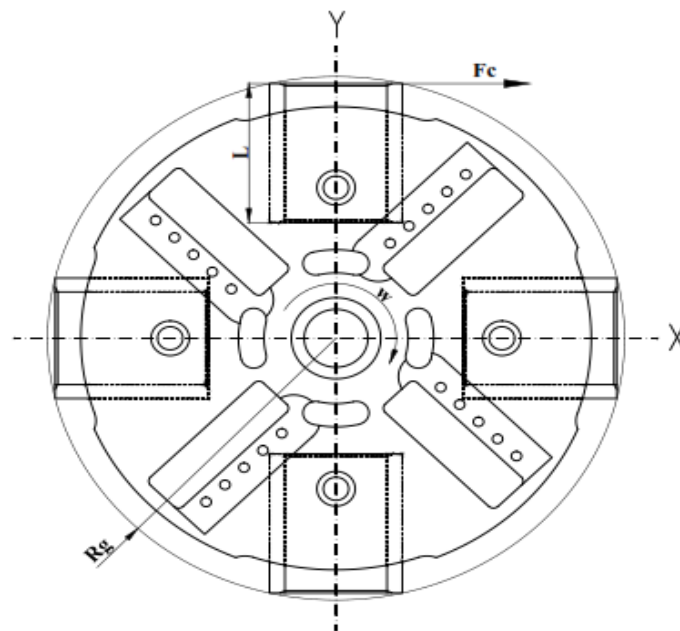
$$M_m = F_{cm} * L \quad (33)$$

Donde:

L = Longitud del martillo

F_{cm} = Fuerza de corte del martillo

Figura 13: Representación de la fuerza de corte en el martillo



Elaborado por: Jorge Armas

La ecuación 34 permite deducir la inercia (I_m) del martillo, la inercia calculada y la fuerza de corte producirá un momento M_m el mismo que se calcula en función del centro de giro del martillo, mediante la ecuación 35.

$$I_m = \frac{1}{12} * m_m * L^2 \quad (34)$$

$$M_m = I_m * \alpha \quad (35)$$

Donde:

m_m = Masa del martillo

La fuerza que requiere el martillo para cortar la biomasa forestal estará determinada por el esfuerzo de la madera y el área de percusión del martillo.

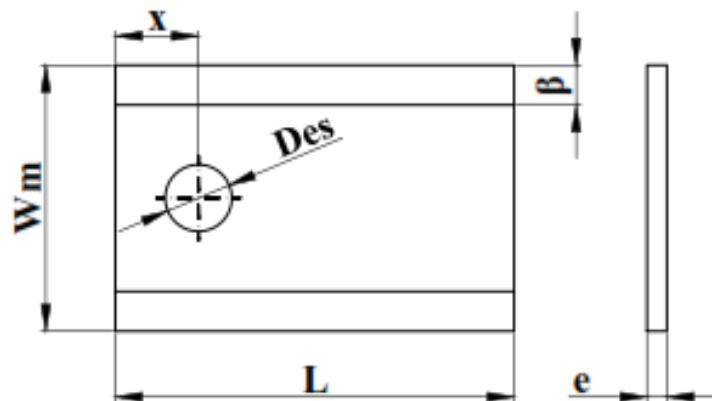
De las ecuaciones 33, 34 y 35 se obtiene una nueva ecuación, con la cual se calculará la masa del martillo.

$$m_m = \frac{F_{cm} * 12}{\alpha * L} \quad (36)$$

De donde $m_m = 0.501$ Kg.

En la figura 14, se establecen las características geométricas del martillo, el acero seleccionado para la fabricación se adquiere en forma de platina, adaptando a las provisiones del mercado nacional se fabricará con espesores $e = 6$ mm .

Figura 14: Detalles geométricos del martillo



Elaborado por: Jorge Armas

Donde:

W_m = Ancho del martillo

β = Ángulo de corte de los martillos, se establece en 21° según recomendaciones de constructores de equipos para madera

Des = Diámetro de perforación del martillo para acople con el eje secundario

e = Espesor del martillo

x = 30 mm

El ancho necesario que se requiere para el martillo, está determinado por las siguientes ecuaciones:

$$m_m = \delta * V_m \quad (37)$$

$$V_m = W_m * e * L \quad (38)$$

Donde:

δ = Densidad del material seleccionado para la construcción de los martillos

V_m = Volumen del martillo

El ancho del martillo se puede determinar si se reemplaza la ecuación 38 en la ecuación 37.

$$W_m = \frac{m_m}{\delta * e * L} \quad (39)$$

Al calcular se obtiene $W_m = 89.21$ mm, para facilitar la fabricación se estima $W_m = 100$ mm.

2.3.4.1 Análisis del esfuerzo por tracción

La ecuación 40 permite determinar la fuerza centrífuga y el peso de los martillos que trabajarán a tracción.

$$F_{cf} = \omega_i^2 * m_m * \Delta L \quad (40)$$

$$\Delta L = L - X \quad (41)$$

Donde:

ΔL = Longitud de percusión del martillo con los residuos de biomasa forestal

Al resolver la ecuación 40 se tiene $F_{cf} = 4348.54 \text{ N} = 443.43 \text{ Kgf}$, para que el martillo se mantenga en la posición de trabajo (figura 7) debe cumplir con las siguientes condiciones:

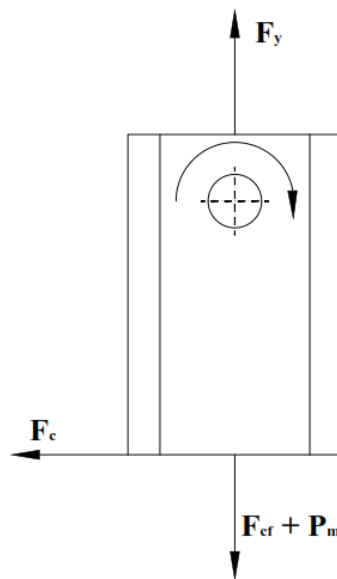
$$F_{cf} > F_c \quad (42)$$

$$443.43 > 15.08 \text{ (Kgf)}$$

Las fuerzas presentes en el martillo se evidencian en la figura 15, al solventar se obtiene la siguiente ecuación.

$$F_y = F_{cf} + P_m \quad (43)$$

Figura 15: Disposición de las fuerzas presentes en el martillo



Elaborado por: Jorge Armas

Al calcular la ecuación 43 se tiene $F_y = 444 \text{ Kgf}$, el esfuerzo de tensión que se produce por la fuerza centrífuga y el peso del martillo están definidos por:

$$\sigma = \frac{F_y}{A_t} \quad (44)$$

Donde:

A_t = Área transversal (sometida a tracción por la fuerza centrífuga)

Al desarrollar la ecuación 44 el esfuerzo de tensión es $\sigma = 74 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$, una vez encontrados los parámetros descritos, se puede estimar el factor de seguridad.

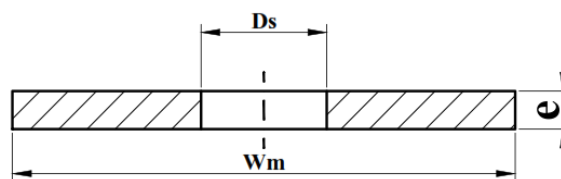
$$F_s = \frac{S_y}{\sigma} \quad (45)$$

Al reemplazar los valores en la ecuación 45 se tiene que $F_s \cong 60.26 = 60$, es aceptable para que el molino de martillo funcione adecuadamente.

2.3.4.2 Análisis de falla por cizallamiento

Este análisis debe efectuarse en virtud que el martillo tiene una perforación de acople con el eje secundario, para lo cual se establece un diámetro de 20 mm, con este valor y los demás valores geométricos determinados anteriormente corresponde hallar el área de rotura, según se observa en la figura 16.

Figura 16: Corte transversal en el centro del diámetro de acoplamiento del martillo



Elaborado por: Jorge Armas

La ecuación del esfuerzo cortante se detalla a continuación.

$$\tau_r = \frac{F_y}{A_d} \quad (46)$$

$$A_d = (\Delta d) * e * 2 \quad (47)$$

$$\Delta d = W_m - Des \quad (48)$$

Donde:

A_d = Área de rotura

Δd = Distancia del borde del orificio al borde del ancho del martillo

τ_r = Esfuerzo de falla por rotura

D_s = Diámetro de perforación del martillo (para unir con el eje secundario)

Al calcular la ecuación 46 se tiene $\tau_r = 92.5 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$, para determinar F_s por cizallamiento se aplica la siguiente ecuación.

$$F_s = \frac{S_y}{\tau_r * 2} \quad (49)$$

De donde $F_s \cong 24,09$, factor de seguridad adecuado para que no existan fallas por cizallamiento.

2.3.5 Diseño de los ejes secundarios – porta martillos

Se procede a verificar las fuerzas en la base Z y fuerzas en la base Y.

2.3.5.1 Cálculo de las fuerzas presentes en la base Z

En el eje o base Z, se tiene la presencia de fuerzas a 0° y 180° tal como se enuncia en las ecuaciones respectivamente.

$$F_{Z0^\circ} - F_{cf} = 0 \quad (50)$$

$$F_{Z180^\circ} - F_{cf} = 0 \quad (51)$$

Al resolver las ecuaciones 50 y 51 se tiene $F_{Z0^\circ} = F_{Z180^\circ} = 443.43 \text{ Kgf.}$

2.3.5.2 Cálculo de las fuerzas presentes en la base Y

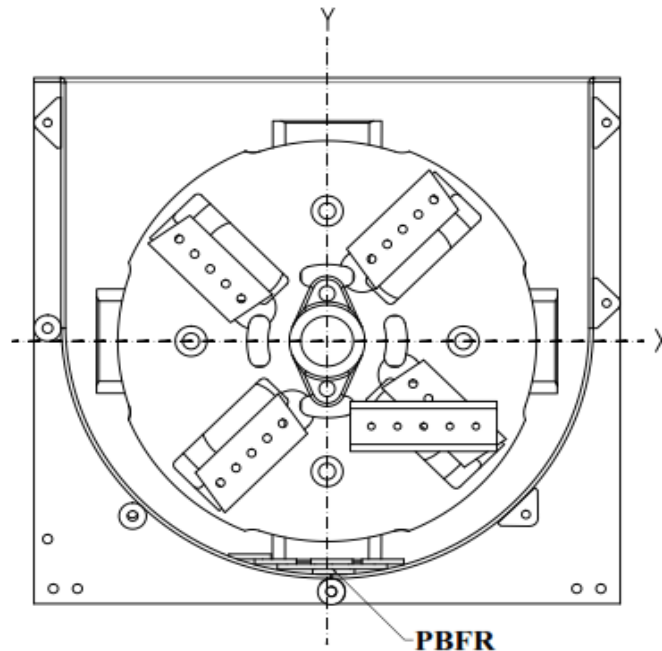
Se considera que la percusión de la biomasa forestal residual se da a 270° como se puede observar en la figura 17.

Las fuerzas en Y se pueden determinar mediante las siguientes ecuaciones:

$$F_{y90^\circ} + W_{mt} - F_{cf} = 0 \quad (52)$$

$$- F_{y270^\circ} + F_{cf} + W_{mt} = 0 \quad (53)$$

Figura 17: Zona de percusión de la biomasa forestal residual



Elaborado por: Jorge Armas

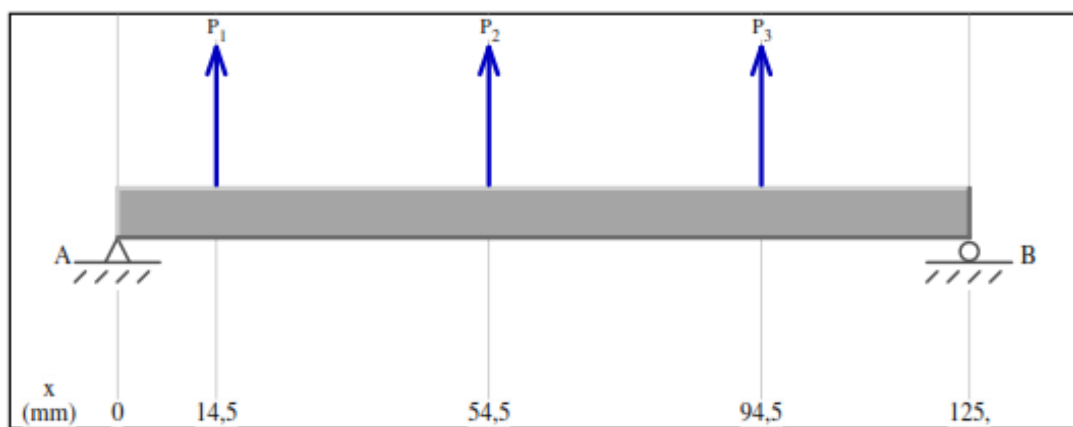
Al reemplazar y resolver las ecuaciones 52 y 53 se tiene:

$$F_{y90^\circ} = 442.95 \text{ Kg},$$

$$F_{y270^\circ} = 444 \text{ Kg}.$$

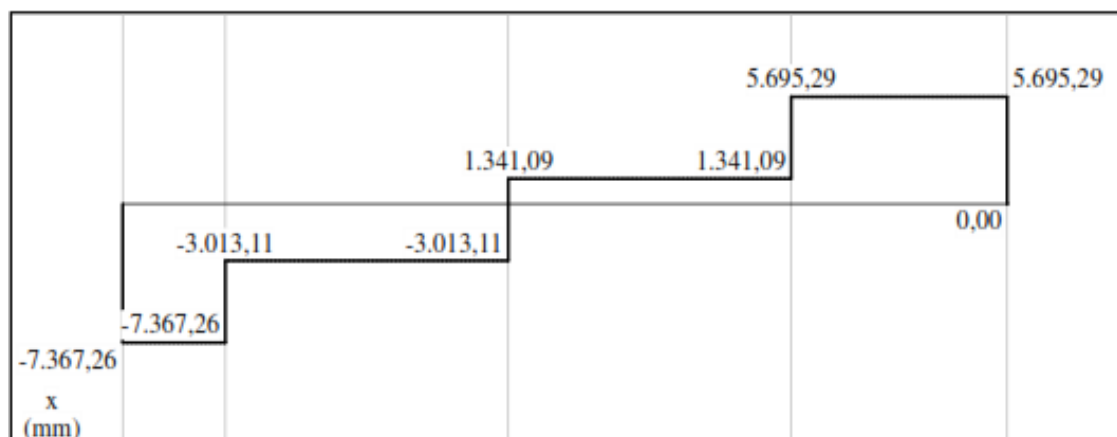
Si $F_{y270^\circ} = P_1 = P_2 = P_3$, con la utilización del programa MDSolids se comprueba el cálculo de la fuerza de corte, el momento máximo y los esfuerzos σ_1 y σ_2 mediante la utilización del círculo de Mohr.

Figura 18: Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas cortantes para F_{y270°



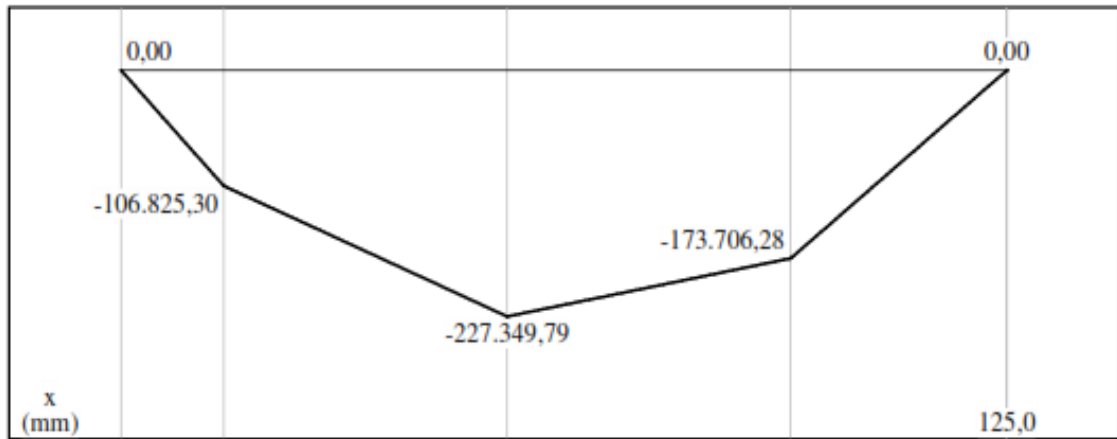
Elaborado por: Jorge Armas

Figura 19: Diagrama de fuerzas cortantes para F_{y270° (N)



Elaborado por: Jorge Armas

Figura 20: Diagrama de momentos para F_{y270° (N.mm)



Elaborado por: Jorge Armas

Los esfuerzos de flexión y de cortante se pueden determinar utilizando las ecuaciones 54 y 56 respectivamente.

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M_{\text{máx}}}{S} \quad (54)$$

$$S = \frac{32}{\pi \cdot D_{\text{es}}^3} \quad (55)$$

$$\tau = \frac{4 \cdot V}{3 \cdot A_{\text{es}}} \quad (56)$$

$$A_{\text{es}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{es}}^2}{4} \quad (57)$$

Donde:

S = Módulo de sección

V = Fuerza cortante

D_{es} = Diámetro propuesto para los ejes secundarios

A_{es} = Área transversal del eje secundario

Si:

$V = 444 \text{ Kgf} = 4354.2 \text{ N}$, sumatoria de las fuerzas de corte en el lugar donde se produce el momento máximo.

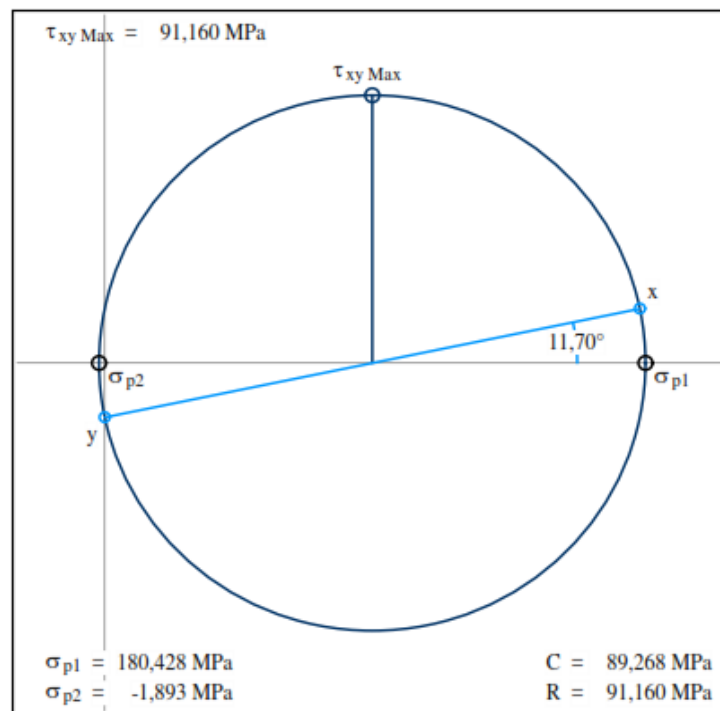
$$M_{\text{máx.}} = 2318 \text{ Kgf. cm} = 227349.79 \text{ N. mm}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 1820.554 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} = 178.5354 \text{ Mpa}$$

$$\tau = 188.4396 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} = 15.33 \text{ Mpa}$$

Al realizar el grafico del círculo de Mohr se encuentra los valores correspondientes para los esfuerzos σ_1 y σ_2 , según la figura 21.

Figura 21: Círculo de Mohr



Elaborado por: Jorge Armas

A continuación se escribe la ecuación de la tercera teoría de falla y la ecuación que determina la condición de diseño.

$$\sigma_{vM}^2 \leq \sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 * \sigma_2 \quad (58)$$

$$\sigma_{vM} < S_y \quad (59)$$

Si:

$$\sigma_1 = 1839.853 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_2 = 19.3032 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

Al evaluar las ecuaciones 58 y 59 se tiene:

$$\sigma_{vM} = 1849.58 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$1849.85 < 11930.68 \left(\frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \right)$$

Al confirmar la condición de diseño determinada por la ecuación 59, se procede a establecer el factor de seguridad.

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma_{vM}} \quad (60)$$

De donde $F_s = 6,454 \cong 6$, el factor de seguridad garantiza que el eje secundario porta-martillos trabaje adecuadamente.

2.3.6 Selección de los espaciadores de martillos

La ecuación 61 determina el ancho de los espaciadores para escalonar adecuadamente a los martillos.

$$k > 3 * e \quad (61)$$

De donde $k > 18 \text{ mm}$, se fabricarán 3 medidas de separadores determinadas en los planos, el material con que se fabricarán es con acero AISI - 1018, que en el mercado nacional se oferta como barras perforadas.

2.3.7 Diseño del disco impulsor

Con el software MDSolids se verifica las magnitudes de las fuerzas resultantes en la posición de trabajo, el análisis se realizará para: F_{y90° para F_{y270° se toma los valores del diseño de los ejes secundarios, F_{z0° y F_{z180° .

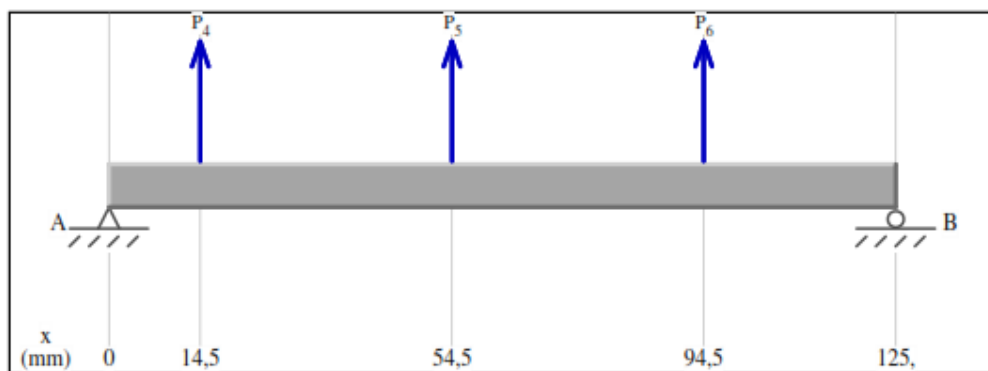
$$P_{1*270^\circ} = P_{2*270^\circ} = P_{3*270^\circ} = 444 \text{ Kgf}$$

$$R_{Ay*270^\circ} = 751.25 \text{ Kgf} = 7367,26 \text{ N}$$

$$R_{By*270^\circ} = 580.76 \text{ Kgf} = 5695,29 \text{ N}$$

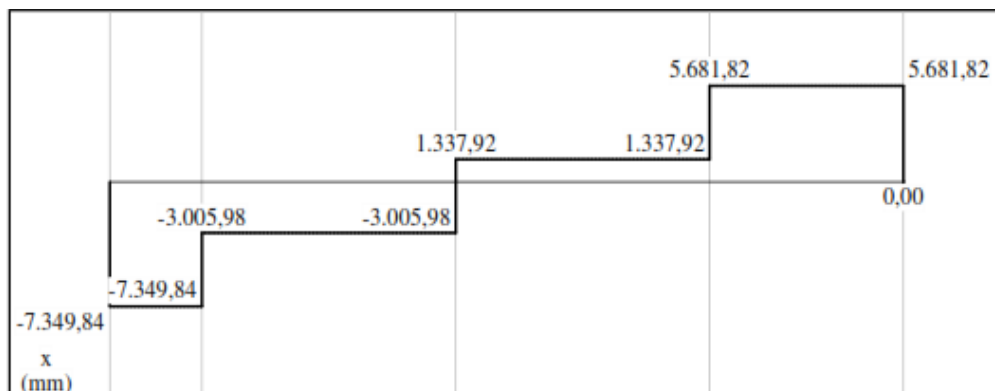
$$R_{Ty*270^\circ} = R_{Ay*270^\circ} + R_{By*270^\circ} = 1332,01 \text{ Kgf} = 13062,55 \text{ N}$$

Figura 22: Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas cortantes para F_{y90°



Elaborado por: Jorge Armas

Figura 23: Diagrama de fuerzas cortantes para F_{y90° (N)



Elaborado por: Jorge Armas

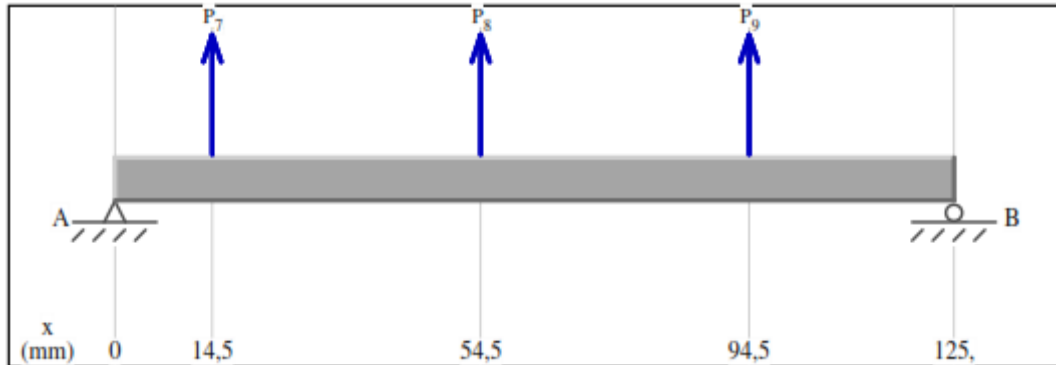
$$P_{4*90^\circ} = P_{5*90^\circ} = P_{6*90^\circ} = 442.95 \text{ Kgf} = 4343.86 \text{ N}$$

$$R_{Ay*90^\circ} = 749.48 \text{ Kgf} = 7349.84 \text{ N}$$

$$R_{By*90^\circ} = 579.38 \text{ Kgf} = 5681.82$$

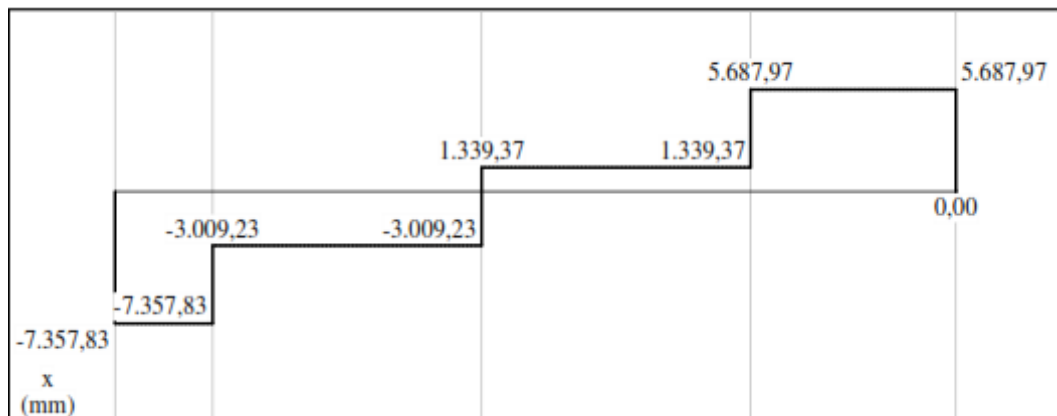
$$R_{Ty*90^\circ} = R_{Ay*90^\circ} + R_{By*90^\circ} = 1328.86 \text{ Kgf} = 13031.66 \text{ N}$$

Figura 24: Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas cortantes para $F_{Z\ 0^\circ} = F_{Z\ 180^\circ}$



Elaborado por: Jorge Armas

Figura 25: Diagrama de fuerzas cortantes para $F_{Z\ 0^\circ} = F_{Z\ 180^\circ}$ (N)



Elaborado por: Jorge Armas

$$P_{7*0^\circ} = P_{8*0^\circ} = P_{9*0^\circ} = 443.43 \text{ Kgf} = 4348.56 \text{ N}$$

$$R_{Az*0^\circ} = 750.29 \text{ Kgf} = 7357.83 \text{ N}$$

$$R_{Bz*0^\circ} = 580.01 \text{ Kgf} = 5687.97 \text{ N}$$

$$R_{Tz*0^\circ} = R_{Ay*0^\circ} + R_{By*0^\circ} = 1330.3 \text{ Kgf} = 13045.8 \text{ N}$$

Para resolver se debe reemplazar la ecuación 46 en la ecuación 49 y se obtendrá la siguiente ecuación.

$$F_s = \frac{S_y * x * e_{di}}{2 * F_y} \quad (62)$$

Observación: De la estimación de las fuerzas resultantes se evidencia que la fuerza máxima se da en los martillos dispuestos a 270° entonces $R_{Ty*270^\circ} = 1332.01 \text{ Kgf}$, para este caso $F_y = R_{Ty*270^\circ}$.

Si se tiene los siguientes valores para; $e_{di} = 6 \text{ mm}$, $x = 55 \text{ mm}$, al resolver la ecuación 62 se tiene $F_s = 3.134 \cong 3.0$, el factor de seguridad es adecuado.

2.3.8 Diseño de los pasadores secundarios

La fuerza resultante promedio calculada es $R_p = 665.982 \text{ Kgf} = 6531.05 \text{ N}$.

2.3.8.1 Análisis de falla por corte

Con un factor de seguridad $F_s = 2.5$, el esfuerzo cortante máximo que puede soportar el acero se debe determinar con la ecuación 63.

$$\tau_{\text{máx.}} = \frac{S_y}{2 * F_s} \quad (63)$$

El esfuerzo admisible en la superficie estará dada por:

$$\tau_{\text{máx.}} = \frac{R_p}{n * A_p} \quad (64)$$

$$A_p = \pi * r_p^2 \quad (65)$$

Donde:

A_p = Área del pasador

r_p = Radio del perno

n = Número de planos de cortadura del pasador (2)

Para facilitar el cálculo se reemplaza la ecuación 65 en la 64 e iguala con la ecuación 63 de donde se despeja el radio del perno

$$r_p = \sqrt{\frac{2 * F_s * R_p}{\pi * n * S_y}} \quad (66)$$

Al analizar por falla cortante el radio del perno es $r_p = 4.088 \text{ mm} \cong 4 \text{ mm} \cong 0.16097 \text{ inch}$.

2.3.8.2 Análisis de falla por aplastamiento

La ecuación del esfuerzo normal está determinada por:

$$\sigma_{\text{máx.}} = \frac{S_y}{F_s} \quad (67)$$

$$\sigma_{\text{máx.}} = \frac{R_p}{A_p} \quad (68)$$

$$r_p = \sqrt{\frac{F_s * R_p}{\pi * S_y}} \quad (69)$$

Al reemplazar los valores anteriormente encontrados en la ecuación 69 se obtiene que $r_p = 4.0 \text{ mm}$, por lo consiguiente el diámetro del pasador secundario debe ser $d_{\text{ah.sec}} = 8 \text{ mm}$.

Para determinar el diámetro mayor (D) del pasador ahusado se utiliza la ecuación de (Shigley & Mischke, 2002, p. 514).

$$D = 0.0208 * L + d \quad (70)$$

Los valores para la ecuación 70 deben ser en pulgadas, si $L = 68$ mm, se tiene $D = 9.5$ mm.

2.3.9 Diseño de los bujes secundarios

La fuerza resultante promedio para el cálculo es R_p , el valor de $a = 2 * r_p$ y $d = D_{es}$.

De datos se tiene:

$$R_p = 665.982 \text{ Kgf} = 6531.05 \text{ N}$$

$$a = 8 \text{ mm}$$

$$d = 20 \text{ mm}$$

Si el diámetro exterior de la barra se expresa con la letra "D" y al diámetro interior "d" se describe $K = \frac{d}{D}$ para cargas de torsión y $D * (1 - K^4)^{1/3}$ para cargas de flexión, se debe sustituir para el diámetro "d" en el caso de ejes macizos. (Budynas & Nisbett, 2008, p. 353).

Para calcular el diámetro en un eje sólido se utiliza la ecuación descrita por (Gere, 2002, p. 200).

$$d \geq \sqrt[3]{\left(\frac{16 * T}{\pi * \tau_{\text{máx.}}}\right)} \geq \left(\frac{16 * T}{\pi * \tau_{\text{máx.}}}\right)^{1/3} \quad (71)$$

El diámetro de la barra perforada se calculará en condiciones del par de torsión máximo $T = 21313.6 \text{ Kgf} * \text{mm}$ y un factor de seguridad $F_s = 3$ (no se considera efectos de flexión, carga axial y cortante).

El análisis por torsión con concentración de esfuerzos debido al agujero transversal, está determinado por la ecuación subsecuente.

$$\tau_{ts} = K_{ts} * \tau_0 \quad (72)$$

Donde:

τ_{ts} = Esfuerzo cortante máximo para concentración de esfuerzos

K_{ts} = Factor de concentración de esfuerzo teórico para torsión

τ_0 = Esfuerzo cortante nominal

El diámetro externo de la barra perforada se deduce de la ecuación de (Faires, 1995, p. 458).

$$D \geq \sqrt[3]{\left(\frac{16 * T}{\pi * \tau_{m\acute{a}x.} * (1 - K^4)}\right)} \geq \left(\frac{16 * T}{\pi * \tau_{m\acute{a}x.} * (1 - K^4)}\right)^{1/3} \quad (73)$$

El factor K_{ts} para una barra perforada se puede encontrar mediante tablas recomendadas por (Shigley & Mischke, 2002, p. 1209) cuyo esfuerzo cortante nominal se determinado por la ecuación.

$$\tau_0 = \frac{T * D}{2 * J_{net}} \quad (74)$$

$$J_{net} = \frac{\pi * A * (D^4 - d^4)}{32} \quad (75)$$

Donde:

J_{net} = Valor reducido del segundo momento polar de inercia de área

A = Constante

Los factores aproximados de concentración de esfuerzos se puede establecer con las relaciones de A y K_{ts} .

Si se tiene $\frac{d}{D} = 0,625$ y $\frac{a}{D} = 0.28125$ se procede a encontrar las relaciones solicitadas según se describe en la tabla 6 (resaltado por un rectángulo), se tiene $A = 0.77$ y $K_{ts} = 1.76$.

Tabla 6: Factores aproximados de concentración de esfuerzos de una barra redonda o tubo con un agujero redondo transversal, carga en torsión

a/D	d/D									
	0.9		0.8		0.6		0.4		0	
	A	K_{ts}	A	K_{ts}	A	K_{ts}	A	K_{ts}	A	K_{ts}
0.05	0.96	1.78							0.95	1.77
0.075	0.95	1.82							0.93	1.71
0.10	0.94	1.76	0.93	1.74	0.92	1.72	0.92	1.70	0.92	1.68
0.125	0.91	1.76	0.91	1.74	0.90	1.70	0.90	1.67	0.89	1.64
0.15	0.90	1.77	0.89	1.73	0.87	1.69	0.87	1.65	0.87	1.62
0.175	0.89	1.81	0.88	1.76	0.87	1.69	0.86	1.64	0.85	1.60
0.20	0.88	1.96	0.86	1.79	0.85	1.70	0.84	1.63	0.83	1.58
0.25	0.87	2.00	0.82	1.86	0.81	1.72	0.80	1.63	0.79	1.54
0.30	0.80	2.18	0.78	1.97	0.77	1.76	0.75	1.63	0.74	1.51
0.35	0.77	2.41	0.75	2.09	0.72	1.81	0.69	1.63	0.68	1.47
0.40	0.72	2.67	0.71	2.25	0.68	1.89	0.64	1.63	0.63	1.44

Fuente: Budynas & Nisbett, 2008, p. 1014

Se considera un diámetro exterior del buje de acero $D = 32$ mm, al resolver las ecuaciones 75, 74 y 72 se tiene:

$$J_{\text{net}} = 67170.792 \text{ mm}^4$$

$$\tau_0 = 5.077 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{ts} = 8,9353 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$$

Se procede a verificar el diámetro externo del buje de acero aplicando las propiedades del material seleccionado y el factor de seguridad, con las siguientes ecuaciones.

$$\tau_{\text{máx.}} = \frac{T * D}{2 I_p} \quad (76)$$

$$I_p = \frac{\pi * (D^4 - d^4)}{32} \quad (77)$$

Donde:

$\tau_{\text{máx.}}$ = Esfuerzo cortante máximo presente en el agujero del buje

I_p = Momento polar de inercia del área de la sección transversal de una barra perforada o tubo

Al introducir los valores en las ecuaciones 77 y 76 y resolver se tiene respectivamente.

$$I_p = 87231.506 \text{ mm}^4$$

$$\tau_{\text{máx.}} = 3.909 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$$

Los resultados encontrados acceden justificar si el diámetro externo del buje de acero es el conveniente siempre y cuando cumpla con la condición descrita por la ecuación 73.

$$D \geq 31.98 \text{ mm}$$

Válido la condición de diámetro externo, es indispensable aplicar el factor de seguridad y las propiedades del material con que serán fabricados los bujes.

$$[\tau] = \frac{S_y}{F_s} \quad (78)$$

Donde:

$[\tau]$ = Esfuerzo admisible

El diseño es adecuado si:

$$\tau_{ts} \leq [\tau] \quad (79)$$

Al solucionar la ecuación 78 se tiene $[\tau] = 12.67 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$.

Si se reemplaza los valores encontrados en la ecuación 79 se tiene $8,9353 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \leq 12.67 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$, se verifica que cumple con la condición del esfuerzo admisible, por tanto el diámetro exterior de la barra perforada con un orificio redondo transversal será $D = 32 \text{ mm}$, dando un espesor de pared de $t = 6 \text{ mm}$.

2.4 Diseño del sistema de transmisión

El sistema de transmisión tiene como objetivo transferir el giro del motor hacia el rotor de la MRBF, consiguiendo además desmultiplicar la relación de velocidad entre el motor y el conjunto que conforman el sistema reductor de biomasa residual forestal, con lo cual se obtiene mayor fuerza de tracción mientras en la multiplicación se perdería.

2.4.1 Cálculo de la potencia del motor

Las siguientes ecuaciones permiten determinar la potencia que proporcionará el motor y el torque que da el conjunto rotor de la MRBF.

$$P_o = T_r * w \quad (80)$$

$$T_r = T_m + T_c \quad (81)$$

Donde:

P_o = Potencia del motor de la MRBF

T_r = Torque requerido

T_m = Torque de los martillos

T_c = Torque de las cuchillas

El torque de los martillos se determina con la ecuación 82, para $n = 6$ (representa el número de martillos que percuten al mismo tiempo), el radio de giro al centro del martillo con respecto al eje neutro es $R_m = 0.168 \text{ m}$.

$$T_m = n * F_{cm} * R_m \quad (82)$$

La fuerza de corte de los martillos se calcula con las siguientes ecuaciones.

$$F_{cm} = \sigma_{yb} * A_{cm} \quad (83)$$

$$A_{cm} = L_p * e \quad (84)$$

$$L_p = (L - x) - \frac{Des}{2} \quad (85)$$

Donde:

F_{cm} = Fuerza que requiera un martillo para cortar la biomasa residual

A_{cm} = Área de corte del martillo

L_p = Longitud de la parte del martillo que realiza la percusión

Al desarrollar las ecuaciones que anteriormente se describió se tiene:

$$L_p = 0.8 \text{ cm}$$

$$A_{cm} = 3.8 \text{ cm}^2$$

$$F_{cm} = 4.5 \text{ Kgf}$$

$$T_m = 302.4 \text{ Kgf} * \text{cm}$$

$$T_c = M_c = 187.5 \text{ Kgf} * \text{cm} = 18375 \text{ N} * \text{mm}$$

$$T_r = 489,9 \text{ Kgf} * \text{cm} = 4.899 \text{ Kgf} * \text{m} = 48.0102 \text{ N} * \text{m}$$

$$w = 2026.44 \text{ rpm} = 212.2 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

Con los valores calculados se reemplaza en la ecuación 80, tomando en cuenta que la unidad de medida del T_r debe estar en (N * m), w en $\left(\frac{\text{rad}}{\text{seg}}\right)$, la potencia se expresa en Watts (W), con estas unidades de medida y para calcular en HP se debe dividir para 746.

$$P_o = 13,66 \text{ hp}$$

Se resume que se requiere de un motor de $P = 14 \text{ hp}$ y $w = 2026.44 \text{ rpm}$.

2.4.2 Cálculo del sistema de transmisión por cadena catarina

La potencia de diseño (P_d) se determina con la ecuación 86, el factor de servicio se obtiene de la tabla 7.

$$P_d = P_o * f_l \quad (86)$$

Donde:

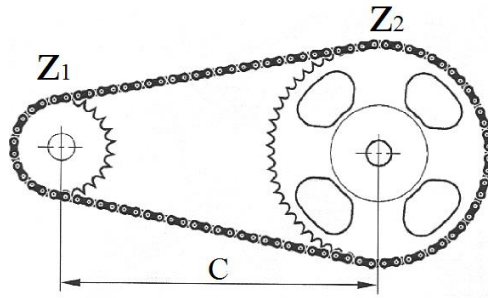
f_l = Factor de servicio de acuerdo a la condición que trabaja la transmisión

Tabla 7: Valores recomendados del factor por aplicación de carga f_l según norma ISO 10823:1996.

Trabajo característico de la máquina movida	Trabajo de la máquina motriz		
	uniforme:	choques leves:	choques moderados:
	Motores eléctricos, turbinas de gas, motores de combustión interna con acoplamiento hidráulico.	Motores eléctricos sometidos a frecuentes arranques, motores de combustión interna con seis o más cilindros.	Motores de combustión interna con menos de seis cilindros con acoplamiento mecánico
Movimiento uniforme: bombas y compresores centrífugos, impresoras, transportadoras de banda uniformemente cargadas, agitadores y mezcladores de líquidos, secadores, rotatorios, ventiladores.	1	1,1	1,3
Choques moderados: bombas y compresores con tres o más cilindros, mezcladoras de concreto, transportadoras de banda no cargadas uniformemente, agitadores y mezcladores de sólidos.	1,4	1,5	1,7
Choques fuertes: excavadoras, molinos de bolas, máquinas para procesado de gomas, prensas, cizallas, bombas y compresores con uno o dos cilindros	1,8	1,9	2,1

Fuente: González, 2001, p. 26

Figura 26: Transmisión de potencia por cadena – catarinas



Fuente: Marín, 2008, p. 226

La relación de transmisión se determina con la ecuación 87.

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (87)$$

La potencia de diseño calculada es $P_d = 24.65 \text{ hp} = 18.64 \text{ Kw}$ y la relación de transmisión $i = 2:1.7$, de donde $z_2 \cong 20,72$, para que cumpla con la evaluación de adecuación propuesta por (Shigley & Mischke, 2002, p. 1096) se establece $z_2 = 22$.

A partir de la potencia de diseño y la velocidad angular de la catarina motriz, se selecciona la cadena según anexo 5, posteriormente se calcula los diámetros primitivos utilizando la siguiente ecuación.

$$D_c = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{z_c}\right)} \quad (88)$$

Donde:

p = Paso de la cadena

D_c = Diámetro de la catarina

z_c = Número de dientes de la catarina

Al reemplazar los valores y calcular el diámetro de la catarina motriz se tiene $D_1 = 103.53 \text{ mm}$ y el de la catarina accionada $D_2 = 134,15 \text{ mm}$, si se evalúa la distancia entre inter-ejes $C = 450 \text{ mm}$ el número de pasos determinado por la ecuación 88 es

$N = 67.80 \approx 68$ pasos, la longitud de la cadena se establece con la ecuación 90 donde $L_c = 1295.4$ mm.

$$N = \frac{2 * C}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + (z_2 - z_1)^2 * \frac{p}{C} \quad (89)$$

$$L_c = N * p \quad (90)$$

El ángulo de contacto entre la cadena y la catarina menor y mayor se determina mediante las ecuaciones siguientes en el orden respectivo.

$$\theta_1 = 180 - 2 * \sin^{-1} \left(\frac{D_2 - D_1}{2 * C} \right) \quad (91)$$

$$\theta_2 = 180 + 2 * \sin^{-1} \left(\frac{D_2 - D_1}{2 * C} \right) \quad (92)$$

Donde:

θ_1 = Ángulo de contacto de la cadena con la catarina transmisión

θ_2 = Ángulo de contacto de la cadena con la catarina accionada

En la tabla 8 se presenta los valores para la cadena y catarinas que según diseño y cálculo se selecciona de los anexos 6 y 7.

Tabla 8: Especificaciones técnicas de las cadenas de rodillos y catarinas estándar ANSI.

Descripción	Cadena	Catarina transmisión	Catarina conducida
paso (mm)	19.05	19.05	19.05
Tipo	60 -2 (12A-2)	D60B17H	D60B20H
Longitud (mm)	1295.4	-----	-----
# de dientes	-----	17	22
Diámetro (mm)	-----	103.53	134.8
Ángulos de contacto (grados)	-----	178	182

Elaborado por: Jorge Armas

2.4.2.1 Cálculo de las cargas presentes en la catarina de transmisión

Para calcular las cargas que actúan en las catarinas cuando la potencia se transmite por medio de correa o cadena, según recomendaciones de fabricantes (NTN, 2012), (Motion & Control, 2013), se utiliza las siguientes ecuaciones.

$$M = \frac{974000 * H}{n} \quad (93)$$

$$P_k = \frac{M}{r} \quad (94)$$

$$k_r = f_b * P_k \quad (95)$$

Donde:

M = Par sobre la polea o la rueda dentada (Kgf.mm)

P_k = Fuerza efectiva transmitida por la cadena (Kgf)

H = Potencia transmitida, KW

n = Velocidad (rpm)

r = Radio efectivo de la catarina (mm)

k_r = Carga radial de la rueda dentada, Kgf

f_b = Factor de cadena

En caso de la transmisión por cadena, los valores correspondientes a f_b están entre 1.25 a 1.5, al resolver las ecuaciones descritas anteriormente se tiene:

$$M = 5017.85 \text{ Kgf} * \text{mm}$$

$$P_k = 96.94 \text{ Kgf}$$

$$k_r = 145.41 \text{ Kgf}$$

El coeficiente de seguridad de la cadena (CS) se puede hallar con la ecuación 96.

$$CS = \frac{F_r}{k_r} \geq 5 \quad (96)$$

Donde:

F_r = Carga de rotura promedio que soportar la cadena (Anexo 7)

Al evaluar $CS = 57,57 \geq 5$, el diseño de transmisión cadena catarinas es adecuado.

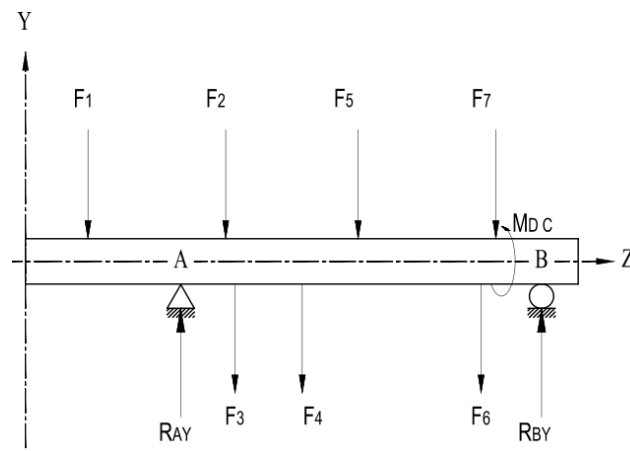
2.4.3 Diseño del eje de transmisión

La catarina accionada se ensamblará a 71° en el plano XY, al descomponer la carga k_r se tiene $k_{ry} = 138.3$ Kgf y $k_{rx} = -45.04$ Kgf con respecto al eje motriz, se considera que la carga en el eje X es despreciable ya que no existen otras cargas en este plano, por lo que se asume el valor total de k_r (calculado en la ecuación 95) y actuará en el eje “Y”.

2.4.3.1 Análisis de las fuerza presentes en el plano Y-Z

En la figura 27 se realiza el diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que actúan en el plano Y-Z, en la tabla 9 se registra los valores correspondientes a cada carga y las distancias de acción sobre la base Z.

Figura 27: Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas en el eje de transmisión plano Y-Z



Elaborado por: Jorge Armas

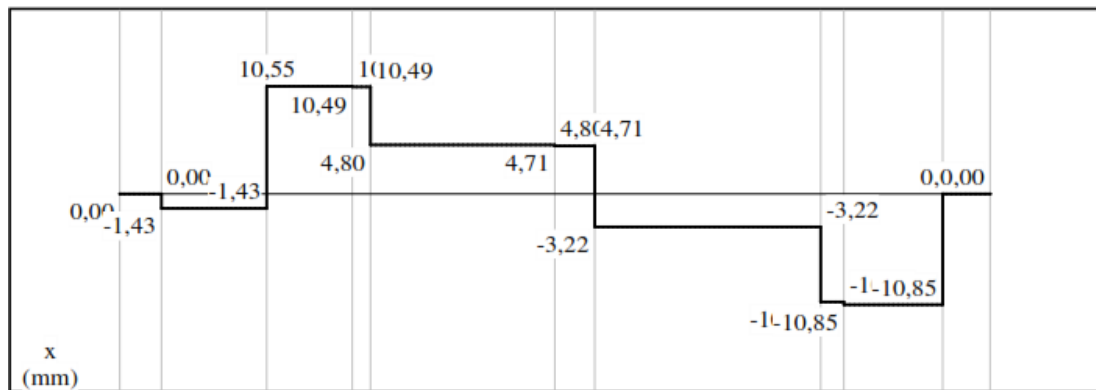
Tabla 9: Valores de las cargas que actúan en el eje de transmisión plano Y-Z

FUERZAS	UNIDAD DE MEDIDA		DISTANCIA DE ACCIÓN (mm)
	Kgf	N	
K_r	145.41	1387.1	25
$W_{cat.acc.}$	4.4	43.12	
F_1	149.81	1430.22	25
$W_{Disc.post.}$	5.7	55.86	140
F_2	5,7	55,86	
$Y_2 = R_{By*270^\circ}$	580.76	5695.29	151
F_3	580,76	5695,29	
$W_{Ej.trans.}$	8.8	86.3	262
F_4	8,8	86,3	
$W_{Esp.}$	0.8	7.85	286
$W_{Disc.medio}$	6	58,84	
Y_3	798,1	7826.7	
$W_{Ej.sec.}$	3.7	36.28	
F_5	808,6	7929,67	
$Y_1 = R_{Ay*270^\circ}$	751.25	7367.26	422
F_6	751,25	7367,26	
$W_{Dis.cuch.}$	12.1	118.58	436
$F_{Crt.euc.}$	15.08	147.78	
F_7	27,18	266,36	
M_{DC}	187.5 Kgf*cm	18375 N*mm	

Elaborado por: Jorge Armas

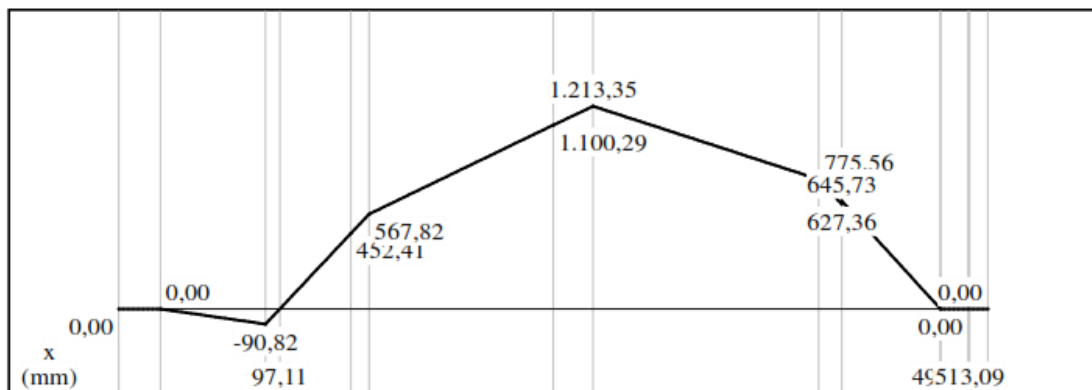
Mediante el software MDSolids se confirma el cálculo de las fuerzas cortantes y los momentos, los resultados se presentan en las figuras 28 y 29 respectivamente.

Figura 28: Diagrama de fuerzas cortantes en el eje de transmisión en el plano Y-Z
(KN)



Elaborado por: Jorge Armas

Figura 29: Diagrama de momentos en el eje de transmisión en el plano Y-Z
(KN. mm)

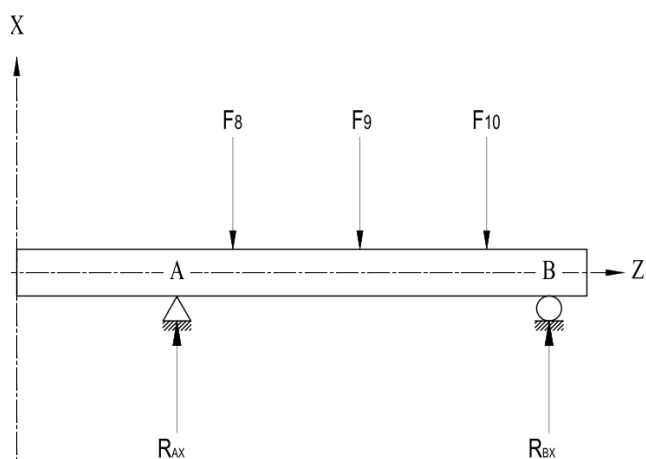


Elaborado por: Jorge Armas

2.4.3.2 Análisis de las fuerzas presentes en el plano X-Z

Las fuerzas aplicadas en el eje de transmisión plano X-Z corresponden al rotor de la MRBF como se evidencia en la figura 30, en la tabla 10 se cita los valores correspondientes a cada carga y las distancias sobre la base de acción Z.

Figura 30: Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que actúan en el plano X-Z



Elaborado por: Jorge Armas

Tabla 10: Valores de las cargas que actúan en el eje de transmisión plano Y-Z.

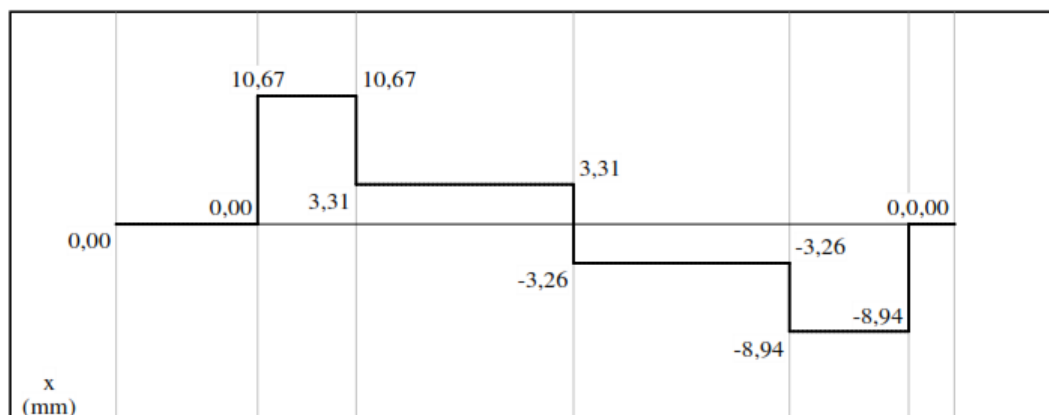
FUERZAS	UNIDAD DE MEDIDA		DISTANCIA DE ACCIÓN (mm)
	Kgf	N	
$X_2 = R_{Az*0^\circ}$	750.29	7357.83	150
F₈	750.29	7357.83	
$W_{Esp.}$	0.8	7.85	286
X_3	665.105	6522.45	
$W_{Ej.sec.}$	3.7	36.28	
F₉	669.605	6566,58	
$X_1 = R_{Bz*0^\circ}$	580.01	5687.97	421
F₁₀	580.01	5687.97	

Elaborado por: Jorge Armas

Para el diseño del eje es de considerar que debe girar a 3600 rpm, es decir se trata de un eje sometido a esfuerzos combinados de flexión a torsión en fatiga.

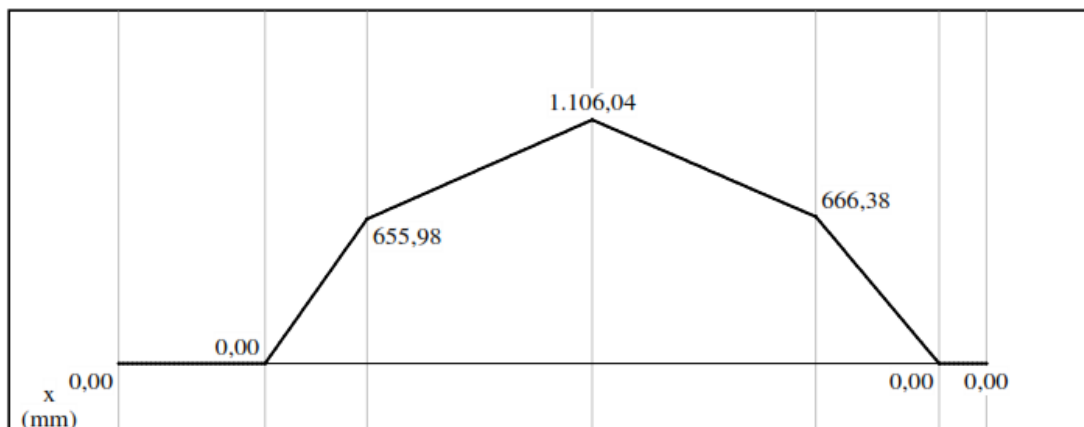
Como en el caso anterior se procede a identificar las cargas de corte y los momentos mediante el uso del programa MDSolids y los diagramas se representan en las figuras 31 y 32 respectivamente.

Figura 31: Diagrama de fuerzas cortantes en el eje de transmisión por el plano X-Z (KN)



Elaborado por: Jorge Armas

Figura 32: Diagrama de momentos en el eje de transmisión en el plano Y-Z (KN. mm)



Elaborado por: Jorge Armas

2.4.3.3 Cálculo del factor de seguridad

De los diagramas de momentos se tiene:

$$M_{YZ} = 1213.35 \text{ KN.mm} = 12372.73 \text{ Kgf} * \text{cm}$$

$$M_{XZ} = 1106.04 \text{ KN.mm} = 11278.47 \text{ Kgf} * \text{cm}$$

El diámetro teórico del eje de transmisión (D_{EI}) se establece en 50 mm, con estos valores se procede a calcular los esfuerzo de flexión (σ_f) y de torsión (τ_t) mediante el uso de las ecuaciones 97 y 98 respectivamente.

$$\sigma_f = \frac{M_{\text{máx}} * c}{I} = \frac{64 * M_{\text{máx}} * c}{\pi * D_{EI}^4} \quad (97)$$

$$\tau_t = \frac{16 * T_r}{\pi * D_{EI}^3} \quad (98)$$

Donde:

T_r = Torque calculado en la ecuación 81 ítem 2.4.1

Al resolver la ecuación 96 arrojan los siguientes resultados:

$$\sigma_f = 1008.22 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\tau_t = 19.96 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

La ecuación 99 se estable de la tercera teoría de falla que permite determinar el esfuerzo equivalente, el mismo que involucra en el análisis por esfuerzos combinados.

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_m^2 + 3 * \tau_m^2} \quad (99)$$

Donde:

τ_m = Tensión de torsión medio

La tensión media σ_m y la amplitud de la tensión o tensión alternante σ_a se pueden determinar mediante las ecuaciones sucesivas.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\text{máx}} + \sigma_{\text{min}}}{2} = \frac{\sigma_f + (-\sigma_f)}{2} = 0 \quad (100)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\text{máx}} - \sigma_{\text{min}}}{2} = \frac{\sigma_f - (-\sigma_f)}{2} = \sigma_f \quad (101)$$

Si:

$$\sigma_m = 0, \sigma_a = \sigma_f$$

Suponiendo una inversión completa el esfuerzo cortante será igual a $\tau_m = \tau_f$, al solucionar la ecuación 99, se tiene $\sigma_e = 1008.81 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$.

Si σ_e es igual al esfuerzo nominal σ_o , se procede a encontrar el esfuerzo máximo $\sigma_{\text{máx.}}$.

$$\sigma_{\text{máx.}} = k_{ts} * \sigma_o \quad (102)$$

$k_{ts} = 2.75$, valor tomado del anexo 11.

$$\sigma_{\text{máx.}} = 2774.34 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

$F_s = 4,3 \cong 4$, el valor calculado garantiza un adecuado funcionamiento del eje.

2.4.3.4 Cálculo del límite de fatiga

El factor de fatiga se puede determinar mediante la ecuación descrita por (Budynas & Nisbett, 2008, p. 279)

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e \quad (103)$$

Tabla 11: Valores calculados para determinar el límite de fatiga del eje de transmisión.

SÍM.	DESCRIPCIÓN	FUENTE	RESULTADOS
S_e	Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.		
S'_e	Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria $S'_e = 0.504 S_{ut}$	Acero AISI 4340	$6732.57 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$
k_a	Factor de modificación de la condición superficial $k_a = a * S_{ut}^b$	Anexo 8	0.6731
k_b	Factor de modificación del tamaño Si: $2.79 \leq D_{EI} \leq 51 \text{ mm}$, $k_b = \left(\frac{D_{EI}}{7.62}\right)^{-0.107}$	(Budynas & Nisbett, 2008, p. 280)	0.8374
k_c	Factor de modificación de la carga Se considera que la pieza está sometida a torsión	(Budynas & Nisbett, 2008, pág. 282)	0,577
k_d	Factor de modificación de la temperatura Se considera que el elemento opera a temperatura ambiente	Anexo 9	1
k_e	Factor de confiabilidad Si: $\frac{S'_e}{S_{ut}} = 0,504$	Anexo 10	1
k_f	Factor de modificación de efectos varios $k_f = 1 + \frac{k_{ts} - 1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$	(Budynas & Nisbett, 2008, p. 288)	2.6969

Elaborado por: Jorge Armas

Continuación de la tabla 11:

SÍM.	DESCRIPCIÓN	FUENTE	RESULTADOS
\sqrt{a}	<p>Constante de Neuber y es una constante del material</p> $\sqrt{a} = 0.245799 - 0.307794 \times 10^{-2}$ $* S_{ut}$ $+ 0.150874 \times 10^{-4}$ $* S_{ut}^2$ $- 0.266978 \times 10^{-7}$ $* S_{ut}^3$	(Budynas & Nisbett, 2008, p. 28)	0.0225
k_{ts}	<p>Factor de concentración de esfuerzos por torsión</p> <p>Si: $\frac{d}{D} = \frac{9}{40} = 0.18$</p>	Anexo 11	2.75

Elaborado por: Jorge Armas

Con los diversos factores calculados se determina el límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina será $S_e = 5905.19 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$.

El factor de seguridad (n) es directamente proporcional al límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria e inversamente proporcional al producto del factor de modificación de efectos varios por la amplitud de la tensión o tensión alternante (Budynas & Nisbett, 2008, p. 289)

$$n = \frac{S'_e}{k_f * \sigma_a} \quad (104)$$

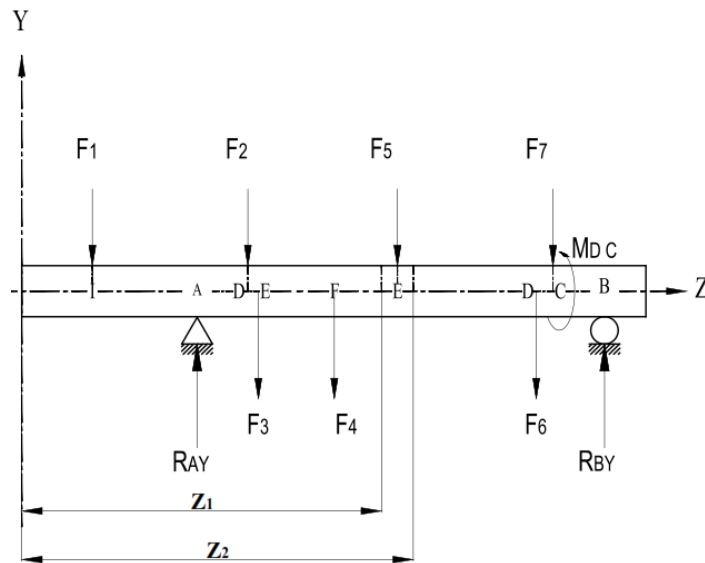
$$n = 2.64 \cong 3$$

El factor de seguridad para el análisis por fatiga es aceptable, por consiguiente el diámetro del eje transmisión será $D_{EI} = 50 \text{ mm}$.

2.4.4 Cálculo de los pernos de fijación

Para el cálculo de los tornillos de fijación se requiere determinar las fuerzas que actúan en el punto “E” a las distancias $Z_1 = 309 \text{ mm}$ y $Z_2 = 340 \text{ mm}$.

Figura 33: Distancias de acción de las fuerzas presentes en el buje principal

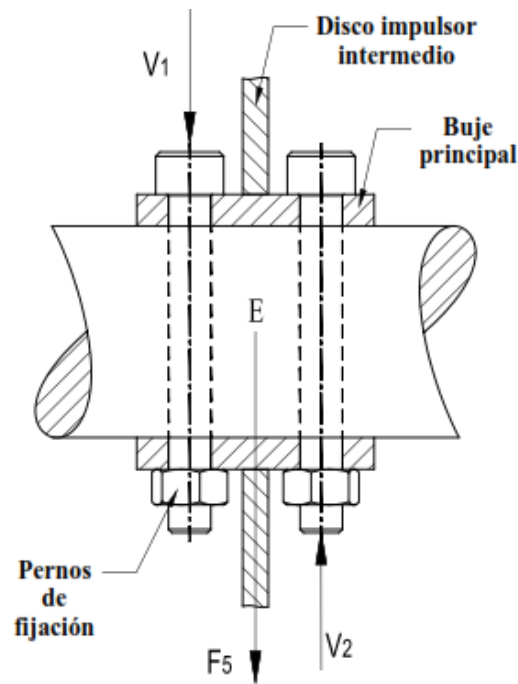


Elaborado por: Jorge Armas

Para calcular las fuerzas requeridas se realiza el análisis por el método de secciones, lo que da como resultado $V_1 = 482.9 \text{ Kgf}$ en Z_1 y $V_2 = 326.25 \text{ Kgf}$ en Z_2 , para el cálculo se obtiene el promedio de estas dos fuerzas más la fuerza por el peso del disco intermedio, de donde $V_p = 410.828 \text{ Kgf}$.

Cuando el elemento se encuentra en su posición sobre el eje, se puede taladrar a través del cubo y el eje, y se inserta en el orificio un perno, en la figura 34 se muestra el perno recto, sólido y cilíndrico, se somete al esfuerzo cortante en dos secciones transversales. Si existe una fuerza V en cada extremo del perno, en su interfase con el eje/cubo y si el diámetro del eje es D (Faires, 1995, p. 508).

Figura 34: Representación de las fuerzas que actúan en los pernos de fijación



Elaborado por: Jorge Armas

La ecuación 104 descrita por (Faires, 1995, pág. 508) permite determinar el torque que se producirá en el perno a causa de la fuerza y en función del diámetro del eje.

$$T = \frac{2 * F}{\left(\frac{D}{2}\right)} = F * D \quad (105)$$

$$\tau_d = \frac{F}{A_b} = \frac{T}{D * \left(\frac{\pi * d_p^2}{4}\right)} = \frac{4 * T}{D * (\pi * d_p^2)} \quad (106)$$

Donde:

T = Torque en los pernos en función de la carga que soportan

F = V_p = Fuerza promedio en el extremo del perno

D = Diámetro del eje

A_b = Área nominal del perno

d_p = Diámetro del perno

τ_d = Esfuerzo de diseño por cortante

Para continuar con los cálculos de los pernos de fijación se establece utilizar pernos hallen grado 8 y de $d_p = 10$ mm, al desarrollar las ecuaciones 105 y 106 se tiene respectivamente $T = 20541.4 \text{ Kgf} \cdot \text{mm}$ y $\tau_d = 5.231 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$.

Si el esfuerzo de fluencia de un perno grado 8 es $S_y = 130 \text{ Ksi} = 91.42 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$. El factor de seguridad se determina al aplicar la ecuación 107, de donde $F_s = 17.48 \cong 17$

$$F_s = \frac{S_y}{\tau} \quad (107)$$

Encontrados el valor del factor de seguridad se admite que la selección del perno es adecuada.

2.4.5 Diseño de los bujes principales

La fuerza de corte es V_m , el valor de $a = 2 \cdot r_p$ y $d = D_{EI}$.

Se tiene:

$$V_m = 654.88 \text{ Kgf} = 5282,54 \text{ N}$$

$$a = 8 \text{ mm}$$

$$d = 50 \text{ mm}$$

$$T = 42566.81 \text{ Kgf} \cdot \text{mm}$$

$$J_{net} = 1013610.94 \text{ mm}^4$$

$$\tau_0 = 1.36 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$$

Al considerar un diámetro exterior del buje principal $D = 65$ mm se tiene $\frac{d}{D} = 0,68$ y $\frac{a}{D} = 0.1385$, de donde $A = 0.89$ y $K_{ts} = 1.75$, valores obtenidos de la tabla 6 (resaltado por una elipse), si se reemplaza en la ecuación 72 se tiene $\tau_{ts} = 2.39 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$.

Se procede a verificar el diámetro externo del buje principal con las propiedades del material que se construirán, se considera un factor de seguridad $F_s = 4$.

$$I_p = 1138888.7 \text{ mm}^4$$

$$\tau_{\text{máx.}} = 1.215 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$$

Al evaluar los valores encontrados en la ecuación 73 se tiene $D \geq 64.95 \text{ mm}$, al solucionar la ecuación 78 se asegura el diseño donde $[\tau] = 10,71 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$, con los resultados obtenidos se comprueba el cumplimiento de la ecuación 79, resueltas las ecuaciones anteriores de manera satisfactoria se establece que el diámetro externo del buje principal es el adecuado y el espesor de pared será $t = 7.5 \text{ mm}$.

2.4.6 Selección de chumaceras

El rodamiento debe tener 50 mm de diámetro interno, la velocidad de giro del rotor es ω_2 , con los valores descritos anteriormente se procede al cálculo de la capacidad de la carga dinámica por medio de las siguientes expresiones.

$$C_c = \frac{f_L * P}{f_n} \quad (108)$$

$$P = X * F_r + Y * F_a \quad (109)$$

Donde:

C_c = Capacidad de carga

f_L = Factor de esfuerzos dinámicos

f_n = Factor de velocidad de giro

P = Carga dinámica equivalente a la que está sometido el rodamiento (KN)

F_r = Fuerza radial aplicada

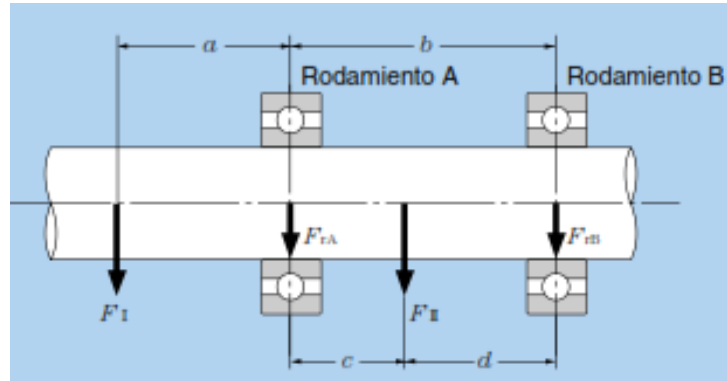
Y = Factor de carga radial

F_a = Fuerza axial aplicada

X = Factor de carga axial

El diagrama de cuerpo libre de las fuerzas presentes en el rotor de la MRBF se representa en la figura 35.

Figura 35: Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas radiales presentes en rotor



Fuente: NTN, 2012, p. 26.

Donde:

F_{IA} = Carga radial en el rodamiento A

F_{IB} = Carga radial en el rodamiento B

F_I = Carga radial producida por la catarina

F_{II} = Carga radial en el rotor.

$$F_{IA} = \frac{a+b}{b} * F_I + \frac{d}{c+d} * F_{II} \quad (110)$$

$$F_{IB} = -\frac{a}{b} * F_I + \frac{c}{c+d} * F_{II} \quad (111)$$

Si:

$$F_I = K_r$$

$F_{II} = 51.15$ Kgf, corresponde a la carga producida por la masa total del rotor de la MRBF

Al remplazar los valores en las ecuaciones 110 y 111 se tiene $F_{IA} = 208.16$ Kgf y $F_{IB} = -11.6$ Kgf, se escoge la carga mayor para garantizar el diseño, según recomendaciones de fabricantes en el caso de transmisión por cadenas el factor de carga axial debería ser de 1.25 a 1.5.

Al considerar $X = 1.375$, y reemplazar en la ecuación 104 se tiene $P = 286.21 \text{ Kgf}$, en el anexo 12 se encuentra detallados los factores de esfuerzos dinámicos y de velocidad de giro, donde $f_L = 2.7$ y $f_n = 0.275$, por tanto $C_c = 2810.06 \text{ Kgf} = 27557.27 \text{ N}$.

Con los valores encontrados se selecciona las chumaceras tipo UCF210, según anexo 13.

2.5 Diseño del bastidor

Se precisa calcular el espesor de la placa de acero para su fabricación, para lo cual se manejara las siguientes ecuaciones.

$$h = \sqrt{\frac{6 * M_{\text{máx.}}}{b * \sigma_{\text{máx.}}}} \quad (112)$$

$$M_x = \beta_1 * q * a * b \quad (113)$$

$$M_y = \beta_2 * q * a * b \quad (114)$$

Donde:

h = Espesor de la placa

M_x = Momento en el eje X

M_y = Momento en el eje Y

q = Carga distribuida a lo largo de la placa

b = Longitud de la placa

a = Altura de la placa

De datos se tiene:

$b = 56 \text{ cm}$

$a = 53 \text{ cm}$

$q = 11.14 \text{ Kgf}$

Para determinar β_1 y β_2 se vale de la tabla 13

Tabla 12: Constantes β_1 y β_2 para placas rectangulares con dos bordes simplemente apoyados y dos bordes empotrados, cuando $b > a$.

$\frac{b}{a}$	$w_{max} = \alpha \frac{qa^4}{D}$ α	$x = \frac{a}{2}, y = 0$ $M_x = \beta_1 qa^2$ β_1	$x = \frac{a}{2}, y = 0$ $M_y = \beta_2 qa^2$ β_2	$x = \frac{a}{2}, y = \frac{b}{2}$ $M_{xy} = \gamma qa^2$ γ
1,0	0,00192	0,0244	0,0332	-0,0697
1,1	0,00251	0,0307	0,0371	-0,0787
1,2	0,00319	0,0376	0,0400	-0,0868
1,3	0,00388	0,0446	0,0426	-0,0938
1,4	0,00460	0,0514	0,0448	-0,0998
1,5	0,00531	0,0585	0,0460	-0,1049
1,6	0,00603	0,0650	0,0469	-0,1090
1,7	0,00668	0,0712	0,0475	-0,1122
1,8	0,00732	0,0768	0,0477	-0,1152
1,9	0,00790	0,0821	0,0476	-0,1174
2,0	0,00844	0,0869	0,0474	-0,1191
3,0	0,01168	0,1144	0,0419	-0,1246
∞	0,01302	0,1250	0,0375	-0,1250

Fuente: Timoshenko, 1990, p. 210

Desarrollando las ecuaciones se tiene:

$$\frac{b}{a} = 1.1, \text{ seleccionando de la tabla 12, } \beta_1 = 0.0307 \text{ y } \beta_2 = 0.0371$$

$$M_x = 317,089248 \text{ Kgf} \cdot \text{cm} = 31.1 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_y = 383.2 \text{ Kgf} \cdot \text{cm} = 37.7 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{\max.} = 497.37 \text{ Kgf} \cdot \text{cm} = 48.78 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Se toma el 80 % del esfuerzo de fluencia, por consiguiente $S_y = 200 \text{ Mpa}$

Con el desarrollo de la ecuación 109 se tiene que el espesor de la placa debe ser $h = 2.89 \text{ mm} \cong 3 \text{ mm}$, concertando que el trabajo de las herramientas de corte de la máquina es percusión y cizallamiento se concluye que el espesor de las placas para el bastidor será de 5 mm, por la misma razón que también en la cámara de reducción se produce la trituración, esto hace que las paredes inferiores ejecuten la función de piezas trituradoras, disminuyendo el espesor de las placas en función de la frecuencia de uso.

CAPÍTULO III

ANÁLISIS DE COSTOS DE LA MRBF

Los costos involucrados en el desarrollo de este proyecto se desglosan de la siguiente manera:

- Costos directos
- Costos indirectos

3.1 Costos directos

Los costos directos de este proyecto se consideran aquellos que pueden identificarse directamente sin necesidad de ningún tipo de reparto, para lo cual se evidencia la existencia del producto, según la siguiente subdivisión.

- Materia prima directa.
- Partes, piezas y equipos requeridos para la MRBF
- Mano de obra directa
- Costos de fabricación

3.1.1 Costos de la materia prima directa

Dentro de la materia prima directa se considera los elementos que se precisa comprar para posterior a la intervención humana se conviertan en las partes o piezas de acuerdo al diseño, según tabla 13.

Tabla 13: Costo de la materia prima de acuerdo a cada parte o pieza a fabricar

ELEMENTOS	MATERIAL	PESO (Kg)	#.	COSTO x (Kg)	C. FINAL	FUENTE
Disco porta- cuchillas	AISI - 1010 Chapa 450x14	19,4	1	1,7	33,0	DIPAC
Cuchillas dinámicas	AISI 01 Chapa 120x8	0,2	4	10,85	8,7	DIPAC
Disco impulsor	AISI - 1010 Chapa 450x14	11,0	2	1,15	25,3	DIPAC
R Ejes secundario	AISI 4340 Ø20x320	0,9	4	2,56	9,1	BOHLER
O Bujes T secundarios	AISI - 1018 Ø35x20	2,9	1	1,2	3,4	HG
O Bujes R principales	AISI - 1018 Ø65x50	1,4	1	1,2	1,7	HG
Martillos	AISI 01 Chapa 120x8	0,6	24	10,85	156,2	DIPAC
Eje de transmisión	AISI 4340 Ø60x630	9,6	1	5,42	52	BOHLER
Pasadores secundarios	AISI 1045 Ø10x70	0,04	20	2,3	1,8	DIPAC
B Tapa frontal A	AISI - 1010 Chapa 565x560x5	10,8	1	1,15	12,4	DIPAC
S Tapa posterior T	AISI - 1010 Chapa 565x560x5	10,8	1	1,15	12,4	DIPAC
I Tapa lateral D derecha	AISI - 1010 Chapa 560x345x5	8,5	1	1,15	9,7	DIPAC
O Tapa lateral R izquierda	AISI - 1010 Chapa 345x285x5	3,6	1	1,15	4,1	DIPAC

Elaborado por: Jorge Armas

Continuación de la tabla 13:

ELEMENTOS	MATERIAL	PESO (Kg)	#.	COSTO x (Kg)	C. FINAL	FUENTE
Tamiz	AISI - 1010 Chapa 345x285x5	3,6	1	1,15	4,1	DIPAC
Cubierta	AISI - 1010 Chapa 630x470x5	4,8	1	1,15	5,6	DIPAC
B Tallos	AISI - 1010 Chapa 480x400x2	2,3	1	1,15	2,6	DIPAC
A Tolva para S ramas y hojas	AISI - 1010 Chapa 840x550x2	6,5	1	1,15	7,5	DIPAC
T Protectores I	AISI - 1010 Chapa 280x280x2	1,5	1	1,15	1,8	DIPAC
D Tapa inferior O	AISI - 1010 Chapa 680x310x2	3,14	1	1,15	3,6	DIPAC
R Tapa móvil R	AISI - 1010 Chapa 980x470x2	6,0	1	1,15	6,9	DIPAC
Refuerzos laterales	Tubo 3/8 " célula 40	0,4	1	1,2	0,5	DIPAC
Pernos laterales	AISI 1045 Ø12x400	0,4	8	2.3	7.4	BOHLER
				SUBTOTAL	370	USD

Elaborado por: Jorge Armas

3.1.2 Costo de las partes, piezas y equipos

En este ítem se lista los elementos estándar y los que no requieren de modificación alguna.

Tabla 14: Lista de partes y piezas estándar para la MRBF

ELEMENTOS	MATERIAL	CANT.	C/UN.	COSTO FINAL	FUENTE
Cadena 60 -2	Acero	1	96	96	INME
Catarina 60B17D	Acero	1	73,5	73,5	INME
Catarina 60B22D	Acero	1	95,12	95,12	INME
Motor 15 HP (Gasolina)	Varios	1	615	615	BHOMAN
Chumaceras de pared UCF210	Acero	2	31,5	63	INME
Tornillería varia	M4, M8, M10, M14	120	0,5	60	KYWI
			SUBTOTAL	1002.62	USD

Elaborado por: Jorge Armas

3.1.3 Costo de la mano de obra directa

Tabla 15: Determinación del costo de mano de obra para los procesos involucrados en la fabricación de la MRBF.

ABREVIATURA	OPERADOR	COSTO (USD/h)	FUENTE
OC	Cnc	5	MIALCA
G1	Guillotiner	1,8	MIALCA
D1	Despuntador	1,8	MIALCA
T1	Tornero	2,8	EMFG
F1	Fresador	2,8	EMFG
S1	Soldador	3,3	EMFG
P1	Pulidor	1,9	EMFG
P2	Pintor	1,9	EMFG
E1	Ensamblador	2,1	EMFG

Elaborado por: Jorge Armas

3.1.4 Costos de fabricación

Para determinar el costo de fabricación se debe establecer el costo hora máquina, según tabla 16.

Tabla 16: Costo horas máquinas

ABREVIATURA	OPERADOR	COSTO (USD/h)	FUENTE
PC	Plasma CNC	10	MIALCA
GC	Guillotina	10	MIALCA
DS	Despuntadora	8,8	MIALCA
TC	Torno CNC	10	EMFG
BC	Banco de trabajo CNC	15	EMFG
M	Suelda MIG	10,3	EMFG
A	Amoladora	1,3	EMFG
CP	Compresor	1,3	EMFG

Elaborado por: Jorge Armas

Tabla 17: Costos de fabricación por unidad de producción

CONJUNTO	ELEMENTOS	COSTO DE FABRICACIÓN
		(USD)
R O T O R	Disco porta-cuchillas	185,12
	Cuchillas dinámicas	11,9
	Disco impulsor	212,12
	Ejes secundario	52,7
	Bujes secundarios	42,4
	Bujes principales	20,7

Elaborado por: Jorge Armas

Continuación de la tabla 17:

CONJUNTO	ELEMENTOS	COSTO DE FABRICACIÓN
		(USD)
ROTOR	Martillos	175,3
	Eje de transmisión	135,2
	Pasadores secundarios	11,9
BASTIDOR	Tapa frontal	48,15
	Tapa posterior	48,15
	Tapa lateral derecha	50,7
	Tapa lateral izquierda	23,1
	Tamiz	23,1
	Cubierta	31,4
	Tolva para los tallos	14,9
	Tolva para ramas y hojas	35,1
	Protectores	10,0
	Tapa inferior	20,3
	Tapa móvil	38,6
	Refuerzos laterales	2,7
	Pernos laterales	20,7
	Ensamble general	125
SUBTOTAL		1341

Elaborado por: Jorge Armas

3.2 Costos indirectos

En el desarrollo de este proyecto para analizar los costos indirectos se incluyen todos aquellos en los que se incurren para producir, sin entrar en detalle qué proporción corresponde a cada unidad elaborada.

Tabla 18: Costos indirectos

ÍTEM	PRECIO	
Reproducción de libros y bibliografía	28	
Uso de computadora	50,00	
Uso de internet	30,00	
Uso de teléfono	10,00	
Impresión y empastados	60	
Material de oficina	20,00	
Movilización y transporte	42	
Imprevistos 10 %	33,00	
SUBTOTAL		231

Elaborado por: Jorge Armas

3.3 Costo total del proyecto

El costo total del proyecto se determina en la siguiente tabla.

Tabla 19: Costo del proyecto

ITEM	REFERENCIA	COSTO
3.1.1	Costos de la materia prima directa	370
3.1.2	Costo de las partes, piezas y equipos	1002.62
3.1.3	Costos de fabricación	1341
3.2	Costos indirectos	231
TOTAL		2944,62

Elaborado por: Jorge Armas

3.4 Costo comercial

Para determinar el costo comercial se aplica el porcentaje de diseño e ingeniería recomendado por la Cámara de la Construcción de Quito, más el porcentaje de utilidad.

Tabla 20: Costo comercial

ELEMENTO	% REGLAMEN TARIO	BASE	COSTO ADICIONAL	SUBTOTAL
Diseño e ingeniería de un proyecto	40	2944,62	1177,85	4122,5
Utilidad neta	50	4122,5	2061,234	6183,735
			TOTAL	6183,735

Elaborado por: Jorge Armas

CONCLUSIONES

- Se determinó que existe un considerable porcentaje de desperdicios en los procesos silvícolas y de apeo que se realiza en las plantaciones forestales en general, por lo que la selección y calificación de la máquina que se desarrollo en este proyecto es idóneo.

- El diseño de la máquina se realizó en base al alcance del proceso de reducción de la biomasa residual forestal, es decir para los tallos y hojas menores, está constituida de partes y piezas que facilitan el traslado y ensamblado a cualquier zona geográfica del país, las tolvas están diseñadas para prevenir el contacto del operador con los elementos cortantes de la MRBF.

- El diseño y construcción de la MRBF se efectuó cumpliendo con los requisitos técnicos y funcionales según se detalla:
 - Partes y piezas desarmables en conjuntos y subconjuntos
 - Los materiales utilizados para la construcción de la máquina existen en el mercado nacional y cumplen con los requisitos técnicos para realizar el proceso de reducción de biomasa, ejemplos de esto son las cuchillas y los martillos que fueron contruidos con acero AISI 01 (DF 2), cuyas aplicaciones son para herramientas que procesan madera.
 - El espécimen de análisis es el eucalipto de diámetro máximo 40mm
 - Motor a gasolina, de marca Briggs & Stratton cuya potencia es 16 hp y 3600 rpm, de acuerdo a la disponibilidad del mercado nacional
 - Catarinas y cadena de doble hilera
 - Dos ruedas macizas para facilitar el transporte manual
 - Dos sistemas reductores de biomasa residual forestal de tal manera que permite ejecutar procesos de cizallado y triturado, por lo que la máquina es más económica y versátil, ya que normalmente para realizar estos procesos se necesitaría de dos máquinas de características singulares haciendo más elevado el costo.

- Se consideró la predisposición para la fabricación de las partes y la existencia del material en el mercado local, esto asegura que la máquina no sufra paras prolongadas por falta de repuestos o mantenimiento que perjudique a la persona o empresa adquiriente de la máquina.
- Se creó los manuales de operación y mantenimiento para asegurar un adecuado funcionamiento y prolongar la vida útil de la máquina, previniendo de posibles accidentes al o los operadores.

RECOMENDACIONES

- Antes de manipular la máquina se debe primero verificar las instrucciones de seguridad, manuales de operación, mantenimiento y primeros auxilios en caso de incidentes en la actividad de reducción de la biomasa residual forestal.
- Separar los tallos gruesos de entre las hojas y fustes antes de introducir a la máquina, esto permitirá operar adecuadamente cumpliendo con los parámetros técnicos de diseño
- La máquina es de uso exclusivo para biomasa residual forestal, por consiguiente se debe asegurar que no exista clavos, alambres entre otros elementos que afecte el normal funcionamiento.
- El o los operadores deben tener conocimiento de los incidentes o accidentes que pueden provocarse en caso de no acatar el cumplimiento de las instrucciones de seguridad y manuales.
- Es de notar que los costos generados en este proyecto, si justo parecen altos, disminuirían notablemente si este tipo de máquinas se produjese en serie, optimizando el uso de los recursos en general.

LISTA DE REFERENCIAS

- CORPEI. (2007). Planificación estratégica plantaciones forestales en el Ecuador 2007 - 2012. Ecuador.: N/R.
- Siguango, I. (2010). Bosque y socio bosque. Recuperado el 05 de diciembre de 2014 de, <http://derechosybosques.com/wp-content/uploads/2010/11/Bosque-y-socio-bosque.-Ines-Siguango.pdf>
- Velázquez, B. (2006). Situación de los sistemas de aprovechamiento de los residuos forestales para la utilización energética. España: AEET.
- FAO. (1991). Conservación de energía en las industrias mecánicas forestales. Italia:
- Francescato, M., E, A., & L., Z. B. (2008). Manual de combustible de madera. España: Aveboim.
- American institute of steel construction, Inc. (1999). Load and resistance factor design specification. Estados Unidos de Norte América: NA.
- Larburu, N. (2001). Prontuario de máquinas herramientas. España: Paraninfo. S.A.
- Shigley, J., & Mischke, C. (2002). Diseño en ingeniería mecánica. México: McGraw Hill/INTERAMERICANA.
- NTN, C. (2012). Rodamientos de bolas y de rodillos. Recuperado el 10 de septiembre de 2014, de http://www.ntnmexico.com/catalogo/catalogos/cat4_2202-VII-S_CAT_Rodam_Bolas_y_Rodillos-esp.pdf
- Timoshenko, S.P. y Voinowsky-Krieger, S. (1990). Teoría de Placas y láminas. España: Urmo.

Altos Hornos de México – AHMSA. (2013). Manual AHMSA de diseño para la construcción con acero. México. Recuperado el 20 de agosto de 2014 de, http://www.ahmsa.com/Acero/Complem/Manual_Construccion_2013/MANUAL_AHMSA_2013.pdf

Kreith, F. (2004). Mechanical engineering handbook series. Estados Unidos de Norte América: CRC Press.

Budynas, R., & Nisbett, K. (2008). Diseño en Ingeniería Mecánica (8 ed.). México: McGraw Hill.

Gere, J. (2002). Mecánica de materiales (5 ed.). México: Thomson learning inc.

González, G. (2001). Transmisión de potencia por cadenas de rodillos, explotación, selección y diseño. Cuba: Cujae.

Marín, J. (2008). Apuntes de diseños de máquinas. España: Editorial Club Universitario.

Joresa. (2013). Cadenas de rodillos joresa. Recuperado el 28 de 01 de 2015, de http://www.joresa.com/1/upload/cadena_transmision_calculo.pdf.

Sommer, C. (2000). Trasmisiones mecánicas. Recuperado el 29 de 01 de 2015, de http://www.casasommer.com/descargables/catalogo_transmisiones.pdf

SKF.com. (2014). Catálogo técnico general 1.07.12. Recuperado el 29 de 01 de 2015, de http://www.skf.com/binary/87-133515/46.Chain%20Brochure%206772%20ES_tcm_87-133515.pdf

Motion & Control, N. (2013). nskamericas.com. Recuperado 08 el enero de 2015, de http://www.nskamericas.com/cps/rde/xchg/na_es/hs.xsl/5086.html

Agüiere, M. & otros. Manual de productores de eucalipto de la Mesopotamia. Argentina: Grupo Forestal, EEA, INTA.

Álvaro Sotomayor, & otros (2002). Manejo y mantención de plantaciones forestales. Chile: LOM Ediciones.

Castillo, R. C. (2009). Diseño y construcción de un molino de martillo. Ecuador.

EUROPE, U. N. (1978). Energy Conservation and Self-Sufficiency in the Sawmilling Industry. Italia.

Faires, M. (1995). Diseño de elementos de máquinas. México: Limusa.

Gerding, V. (1991). Manejo de las plantaciones de pinus radiata D. Don en Chile. Chile: N/R.

Hibbeler. (2004). Mecánica Industrial para Ingenieros: Dinámica. México: Pearson.

Ministerio del Ambiente del Ecuador, 2. (2010). Aprovechamiento de los recursos forestales en ecuador 2007-2009. Ecuador: Andinagraph.

Nuria, R. (2011). Cultivos de Pino. Ecuador.

Vinueza, M. (2013). Ficha técnica No. 13 pino (pinus radiata). (E. Comunicaciones, Editor) de Ecuador forestal. Recuperado el 15 de julio de 2014 de, <http://ecuadorforestal.org/fichas-tecnicas-de-especies-forestales/ficha-tecnica-no-13-pino-pinus-radiata>.

ANEXOS

ANEXO 1: INSTRUCCIONES DE SEGURIDAD, MANUALES DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

Instrucciones de seguridad

- 1.** La máquina sólo deberá ser utilizada según lo establecido en este manual y únicamente debe emplearse para residuos forestales (tallos, ramas) y plantas leñosas (pastizales, arbustos, chamizales, etc.).
- 2.** Tenga en cuenta que elementos como astillas de madera pueden salir del área de la tolva y alcanzar la zona operativa. Por ello es preciso usar siempre protecciones auditivos, gafas de protección, guantes, máscara y ropa de trabajo adecuada, evite el uso de los anillos, cadenas, bufandas, entre otros, si es el caso, procure juntar el cabello largo a fin de precautelar la seguridad física del operador.
- 3.** Antes de poner en marcha, elimine cualquier entidad extraña tal como rocas, elementos ferrosos, etc. en las tolvas, motor o en la cámara reductora
- 4.** La MRBF no debe usarse en interiores por riesgo de intoxicación por humos.
- 5.** La MRBF sólo puede ser dispuesta por personas mayores de 18 años (para formación sólo mayores de 16 años y bajo supervisión).
- 6.** El operador debe asegurarse de que no haya terceras personas o animales en las áreas de operación y de riesgo.
- 7.** Para transportar la MRBF hasta 500 metros debe desarmar en las siguientes partes

- Tolva superior
- Tolva frontal
- Motor de gasolina
- Sistema de transmisión
- El Bastidor y rotor se puede transportar juntos, utilizando el sistema de ruedas

8. Para transportar a distancias mayores de 500 mm, debe desarmar por completo y agrupar en conjuntos recubriendo con protectores exteriores para evitar golpes y o averías en cualquier parte o pieza de la MRBF.

9. Antes de realizar cualquier operación con la MRBF, asegúrese de que este perfectamente ensamblada y acoplada en una zona adecuada.

10. No introduzca las manos en la zona de alimentación hasta que el disco esté totalmente parado y el motor apagado.

11. En la MRBF sólo deben introducirse tallos máximos hasta 40 mm de diámetro, los fustes debe introducir por la tolva superior o tolva para ramas y hojas.

12. No se incline demasiado hacia las tolvas al alimentar la MRBF. Para empujar los pequeños tallos y los fustes utilice trozos o pedazos de madera.

13. Antes de empezar a utilizar la máquina, conviene que el operario entienda las seguridades que debe tomar y el modo de funcionamiento de la MRBF.

14. El mantenimiento, limpieza y ajuste, así como la extracción y/o reemplazo de los partes o piezas sólo deberá llevarse a cabo una vez que el motor esté apagado y el sistema de transmisión desconectado. Cuando lleve a cabo trabajos de reparación, asegúrese de usar sólo recambios originales.

15. La no aplicación de estos concejos puede causarle daños irreversibles a su integridad física.

Principio de funcionamiento

La MRBF está diseñada mediante el sistema de martillos percutores y cuchillas cizalladoras, el rotor es el que soporta los martillos, cuchillas, discos impulsores, entre otros, gira hasta 3600 (rpm), para introducir la biomasa residual forestal se debe clasificar en dos grupos (de acuerdo al espesor); los tallos gruesos de hasta 40 mm se introducirán en la tolva frontal una vez dentro serán cizallados por medio las cuchillas, las hojas y fustes residuales se introducirán por la tolva superior siendo percutidos por medio de los martillos hasta que tenga el tamaño requerido el cual lo determina el tamiz o criba , ya desmenuzado se transformará en una mezcla de tallos, hojas y fustes y serán impulsados por medio de la tolva de salida que cuenta con un canal deslizante y una cubierta superior regulable para evitar que las partes fraccionadas se esparzan, el operador debe disponer de un rastrillo para retirar manualmente el producto terminado.

Para regular el tamaño del producto final y que este se ajuste a sus necesidades basta con intercambiar el tamiz de la MRBF.

OPERACIÓN DE LA MÁQUINA REDUCTORA DE BIOMASA RESIDUAL FORESTAL.

1. Acoplamiento

Es necesario que antes de realizar el acoplamiento se seleccione un lugar firme y plano para la colocación de la MRBF y así mantener la estabilidad para con esto evitar vibraciones y ayudar al buen funcionamiento de la máquina.

2. Puesta en marcha

El operador debe utilizar EPP como, gorra, mascarilla, careta de faz completa, tapones para oídos, guantes mientras opere la máquina.

El proceso de reducción de biomasa residual forestal puede ser realizado hasta por dos personas, esto considerando que la máquina tiene dos entradas, para poner en marcha la MRBF se debe considerar y seguir secuencialmente el siguiente orden de instrucciones descritas en este manual:

- Cerciórese que el potenciómetro este ubicado en la posición de baja velocidad
- Llene el tanque (está en la parte superior del motor) de gasolina
- Tire de la correa para encender el motor, deje actuar a la máquina durante un minuto antes de incrementar la velocidad.
- Eleve la velocidad lentamente antes de introducir los residuos forestales
- Regule la cubierta superior de la tolva de salida al ángulo deseado
- Disponga de un rastrillo manual y retire el producto terminado para evitar que se acumule

- Una vez que haya terminado el proceso, deje funcionar al motor durante un minuto en vacío, esto ayudará a que el rotor expulse los trechos residuales acumulados en la cámara reductora
- Accione la palanca de apagado del motor y espere a que el rotor de la MRBF se apague por completo antes de realizar limpieza o mantenimiento

MANUAL DE MANTENIMIENTO

Para la operación y mantenimiento tome medidas de seguridad ante los elementos cortantes móviles con los que esta constituida la máquina, las tolvas están diseñadas para evitar el contacto con los elementos cortantes, para durar la vida útil de la máquina debe realizar:

1. Mantenimiento por jornada de trabajo o cada 8 horas

- Lubrique las chumaceras, puede cambiar cada 10000 (DIEZ MIL) horas de uso
- Compruebe el apriete de las tuercas y tornillos, la fijación y el estado de los componentes
- Inspeccione la máquina en general y limpie los remanentes de la biomasa residual forestal

2. Mantenimiento y afilado de la cuchilla y contra cuchilla

A la cuchilla dinámica para mayor facilidad se le reconocerá como “cuchilla” y a la cuchilla fija como “contra cuchilla”.

Afile las cuchillas y la contra cuchilla por lo menos cada 500 horas de operación, con lo que se asegura que se produzca un adecuado cizallamiento.

3. Mantenimiento y cambio de los martillos.

Siempre que reemplace los martillos hágalo en pares, los martillos que sean reemplazados deberán tener el mismo peso y estar colocados uno opuesto del otro.

Antes de iniciar el reemplazo de los martillos desconecte el sistema de transmisión, retire el tamiz y la tapa protectora posterior, gire manualmente el rotor hasta ubicar en la posición deseada donde podrá inmovilizar el disco impulsor y la tapa posterior al pasar una varilla entre los dos elementos, con la ayuda de un martillo proceda a retirar los pasadores ahusados y los demás elementos contenidos en el eje secundario.

4. Cambio de cadena y/o catarina

Para reemplazar las cadenas, basta aflojar y retirar completamente la grapa de seguridad, posterior a la instalación de una cadena nueva, haga los ajustes de tensión, asegúrese también que las catarinas estén perfectamente alineadas.

En el mantenimiento que se realice para las catarinas debe asegurar que estén funcionales, reemplace las dos catarinas cuando crea que existe demasiado fuego en el contacto con la cadena.

5. Mantenimiento del tamiz

El tamiz es el elemento de la MRBF que determina el tamaño de salida de la biomasa residual forestal procesada, el mantenimiento debe ser ejecutado al final de la jornada de trabajo, limpiando y eliminando los sobrantes.

6. Conservación de la máquina

La conservación de la máquina es uno de los fines principales dentro del mantenimiento, por lo tanto proteja de la intemperie y de los efectos corrosivos de algunos productos.

- Quite todos los residuos que estén en el depósito y en el interior de la máquina, lave ligeramente por dentro y por fuera.
- Guarde siempre la máquina en un lugar protegido del sol y de la lluvia.

Cuando la máquina va a permanecer parada por largo tiempo es necesario adoptar los cuidados que se describen a continuación con el fin de obtener mayor vida útil.

- Haga un lavado completo y esmerado de la MRBF y deje que seque al sol
- Retoque la pintura en los puntos donde haya necesidad de hacerlo
- Pulverice la máquina con aceite o cualquier otro producto para esta finalidad.
- Conserve la MRBF en un local cubierto protegido de la acción del tiempo.

PRIMEROS AUXILIOS EN CASO DE INCIDENTES EN LA ACTIVIDAD DE REDUCCIÓN DE LA BIOMASA RESIDUAL FORESTAL

En caso de que se produzca un accidente durante o después de la operación y/o mantenimiento de la MRBF, es importante reaccionar de forma correcta, ya que en caso contrario se pueden agravar las lesiones del accidentado.

El siguiente procedimiento para actuar en caso de los probables accidentes, se ajusta para este caso del manual de Prevención de riesgos en la actividad forestal (De María Angulo & Novo, 2009, p. 145-160), sin embargo, es responsabilidad absoluta del dueño de la MRBF capacitar a su personal, por lo que, el autor de este proyecto y la UPS son libres de responsabilidades legales por el mal uso de la máquina o mal procedimiento en caso de siniestros.

1. Hemorragia, Se pueden producir por contacto parcial o directo con algún elemento de corte (martillos o cuchillas) durante o después de la operación.

En caso de producirse una hemorragia se puede saber fácilmente si afecta a una vena o a una arteria. En el primer caso la sangre es oscura y fluye lentamente, mientras que si se trata de una arteria fluirá a borbotones.

¿Qué hacer?

- Comprimir la herida sangrante con la mano y poner un vendaje estéril o trapo sin hilos
- Elevar el miembro en el que se localiza la herida y buscar asistencia médica

¿Qué no hacer?

- No colocar torniquetes
 - No retirar el vendaje una vez colocado
 - No extraer objetos clavados pues podría empeorar la hemorragia
- (De María Angulo & Novo, 2009, p. 150)

2. Quemaduras, una de las causas principales puede ser ocasionada por un mal manejo del combustible.

Es importante resaltar que en caso de que ardan las ropas, hay que apagar las llamas con mantas, abrigos, etc.

¿Qué hacer?

- Si se trata de una quemadura pequeña, lavar con agua fría y aplicar un vendaje
- Si se trata de una quemadura de tamaño considerable cubrir con un vendaje estéril y buscar inmediatamente asistencia médica
- Pedir una ambulancia si la quemadura cubre un área grande del cuerpo, si afecta a la cara u ojos, o si el paciente tiene dificultades para

¿Qué no hacer?

- No aplicar bálsamos, cremas o ungüentos a menos que lo indique el médico

- No reventar las ampollas.

¡Nunca intente apagar el fuego con agua! (De María Angulo & Novo, 2009, p. 151)

3. Lesiones de huesos o articulaciones, probablemente se puede dar por una inadecuada forma en la transportación de la MRBF o de los residuos forestales.

Si se sospecha que puede haber lesiones en el cuello o en la espalda, se debe AVISAR a una ambulancia y NO SE DEBE MOVER al paciente. En el resto de los casos se procederá de la siguiente manera:

¿Qué hacer?

- Controlar la hemorragia si la hubiese
- Inmovilizar la parte lesionada con algo que impida los movimientos bruscos
- Si existe alguna herida abierta por algún hueso hay que mantener el área tan limpia como sea posible
- Cubrir la zona con vendaje estéril preferentemente
- Aplicar frío en el área lesionada. Buscar asistencia médica

¿Qué no hacer?

- No mover la parte lesionada mientras no esté inmovilizada
- Impedir que la víctima camine si tiene una lesión en la pierna
- No enderezar el miembro lesionado ni componerlo.

(De María Angulo & Novo, 2009, p. 152)

Anexo 2: Factor de deformación en unión tipo aplastamiento

Condición	C
La deformación no es condición de proyecto	3,0
La deformación es condición de proyecto	2,4
Agujeros holgados u ovalados	2,0
Deformación estimada > 6 mm	3,0
Deformación estimada < 6 mm	2,4

Fuente: American institute of steel construction, 1999

Anexo 3: Diversos factores de reducción de la resistencia.

Factor de resistencia ϕ	Estado límite
0,9	Flujo plástico en la sección total.
0.75	Fractura (fractura en la sección neta, ruptura por cortante y tensión, fractura de tornillos, fracturas de soldadura, etc.)...
0.85	Pandeo de columnas aisladas.
0.9	Flexión y cortante (vigas).
0.9	Miembros sujetos a compresión axial y flexión (miembros flexo comprimidos o columnas).

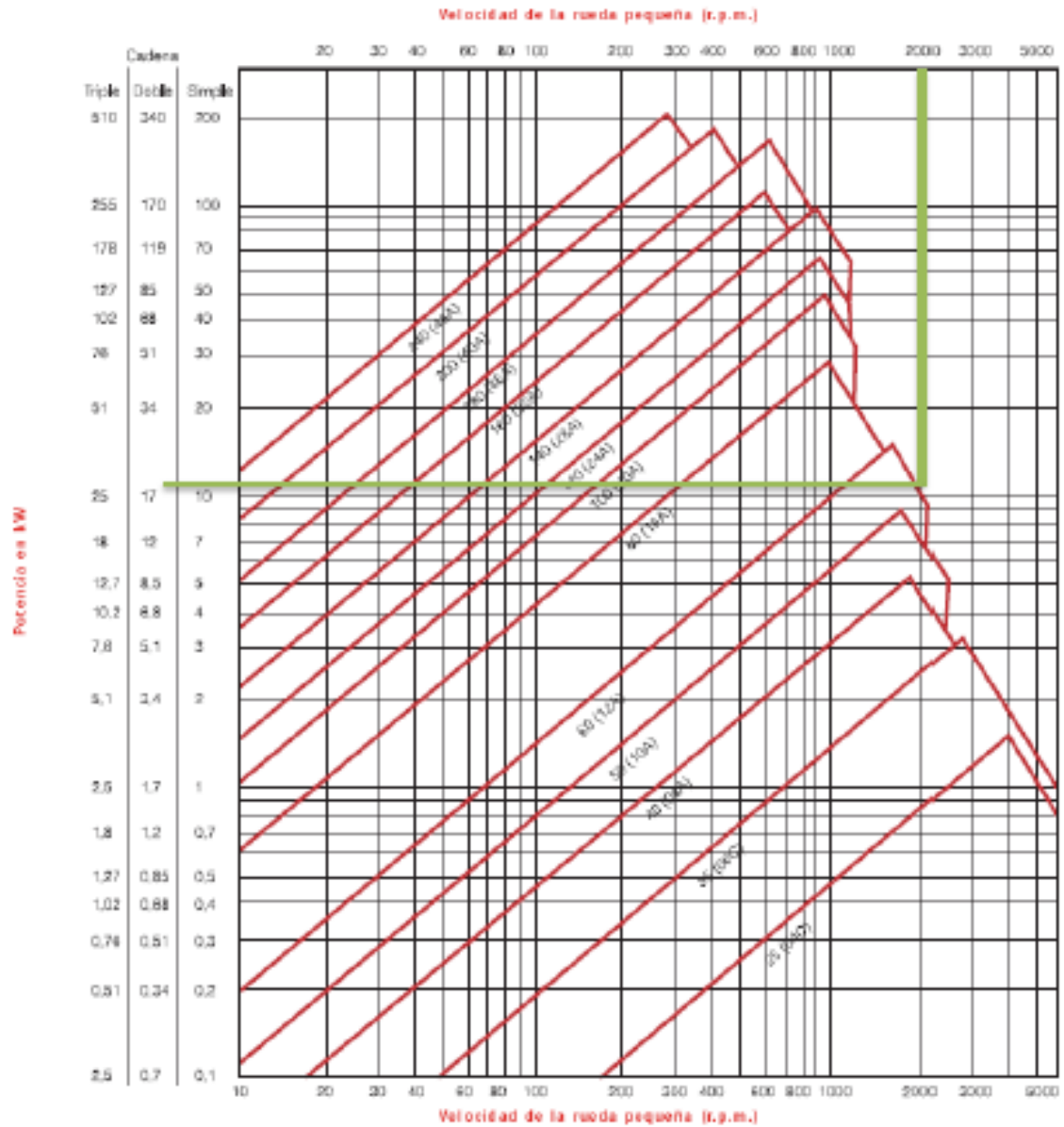
Fuente: Altos Hornos de México – AHMSA, 2013, p. 83

Anexo 4: Coeficiente de fluctuación para diseño de volantes de diferentes tipos de máquinas.

Tipo de máquina	Cs
Maquinaria de machacado	0,200
Maquinaria eléctrica	0,003
Maquinaria eléctrica, transmisión directa	0,002
Motores con transmisión por correas	0,030
Maquinaria para molinos harineros	0,020
Transmisión rueda dentada	0,020
Martillos	0,200
Máquinas herramientas	0,030
Maquinaria para fabricación de papel	0,025
Bombas	0,030 -0,050
Maquinaria de corte	0,030 -0,050
Maquinaria de hilanderías	0,010 - 0,020
Maquinaria textil	0,025

Fuente: Kreith, 2004, p. 7-40

Anexo 5: Gráfico para la selección de cadenas norma ISO 606 (serie americana).



Anexo 6: Tabla de catarinas según especificaciones técnicas.

Especificaciones de las catarinas estándar ANSI en existencia

No.	25	35	40	50	60	80	100	120	140	160	180	200	240
Paso	$\frac{1}{4}$ "	$\frac{3}{8}$ "	$\frac{1}{2}$ "	$\frac{5}{8}$ "	$\frac{3}{4}$ "	1"	$1\frac{1}{4}$ "	$1\frac{1}{2}$ "	$1\frac{3}{4}$ "	2"	$2\frac{1}{4}$ "	$2\frac{1}{2}$ "	3"
Dientes	9-72	8-112	8-112	8-112	8-112	8-112	7-96	8-90	11-80	8-80	11-60	10-60	10-60
Mazas	A, B, D	A, B, D, Taper, QD, ST	A, B, C, D, Taper, QD, ST	A, B, C, D, Taper, QD, ST	A, B, C, D, Taper, QD, ST	A, B, C, D, Taper, QD, ST	A, B, C, D, Taper, QD, ST	A, B, C, D, Taper, QD, ST	A, B, C, D, Taper, QD, ST	A, B, C, D, Taper, QD, ST	A, B, C, D	A, B, C, D QD, ST	A, B, C, D
Flechas	$\frac{1}{4}$ "- $1\frac{3}{8}$ "	$\frac{3}{8}$ "- $2\frac{5}{8}$ "	$1\frac{1}{2}$ "- 7"	$\frac{5}{8}$ "- 7"	$\frac{5}{8}$ "- 7"	1"- 7"	1"- 7"	$1\frac{3}{8}$ "- 7"	$1\frac{1}{2}$ "- 7"	$1\frac{1}{2}$ "- 7"	$1\frac{1}{2}$ "- 7"	$1\frac{1}{2}$ "- 7"	$1\frac{1}{2}$ "- 7"
Hileras	1	1,2,3	1,2,3	1,2,3	1,2,3	1,2,3	1,2,3	1,2	1,2	1,2	1	1,2	1

Especificaciones de las catarinas estándar ISO en existencia

No.	06B	08B	10B	12B	16B	20B	24B	28B	32B
Paso	9.525 mm	12.7 mm	15.88 mm	19.05 mm	24.4 mm	31.75 mm	38.1 mm	44.45 mm	50.8 mm
	$\frac{3}{8}$ "	$\frac{1}{2}$ "	$\frac{5}{8}$ "	$\frac{3}{4}$ "	1"	$1\frac{1}{4}$ "	$1\frac{1}{2}$ "	$1\frac{3}{4}$ "	2"
Dientes	8-114	9-114	8-114	11-114	10-114	8-114	9-114	11-114	11-76
Mazas	A, B, D, Taper	A, B, D, C, Taper	A, B, D, C, Taper	A, B, D, C, Taper	A, B, D, C, Taper	A, B, D, C, Taper	A, B, D, C, Taper	A, B, D, C, Taper	A, B, D, C, Taper
Flechas	8-64mm	10-85mm	12-85mm	12-95mm	16-114mm	20-133mm	20-161mm	20-162mm	40-178mm
Hileras	1,2,3	1,2,3	1,2,3	1,2,3	1,2,3	1,2,3	1,2	1,2	1,2

Fuente: Sommer, 2000, p. 10

Anexo 7: Tabla de cadenas según especificaciones técnicas

Nº Cadenas Ansi	Nº Cadenas BS/ISO	Paso	Diámetro del rodillo	Distancia entre placas interiores	Diámetro del pasador	Longitud del pasador	Longitud del pasador con chaveta	Altura de la placa interior	Espesor de la placa	Paso trans- versal	Carga límite de rotura	Carga de rotura promedio	Peso por metro	Designación	
—	—	P	d ₁ max	b ₁ max	d ₂ max	L max	L _c max	L _c max	h ₂ max	T max	Pt	Q min	Q ₀	q	—
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kN	kN	kg/m	—
15-1*	03C-1*	4,7625	2,48	2,38	1,62	6,10	6,90	—	4,30	0,60	—	1,8	2,0	0,08	PHC 15-1...
25-1*	04C-1*	6,350	3,30	3,18	2,31	7,90	8,40	—	6,00	0,80	—	3,5	4,6	0,15	PHC 25-1...
35-1*	06C-1*	9,525	5,08	4,77	3,58	12,40	13,17	—	9,00	1,30	—	7,9	10,8	0,33	PHC 35-1...
41-1	08S-1	12,700	7,77	6,25	3,58	13,75	15,00	—	9,91	1,30	—	6,7	12,6	0,41	PHC 41-1...
40-1	08A-1	12,700	7,95	7,85	3,96	16,60	17,80	—	12,00	1,50	—	14,1	17,5	0,62	PHC 40-1...
50-1	10A-1	15,875	10,16	9,40	5,08	20,70	22,20	23,30	15,09	2,03	—	22,2	29,4	1,02	PHC 50-1...
60-1	12A-1	19,050	11,91	12,57	5,94	25,90	27,70	28,30	18,00	2,42	—	31,8	41,5	1,50	PHC 60-1...
80-1	16A-1	25,400	15,88	15,75	7,92	32,70	35,00	36,50	24,00	3,25	—	56,7	69,4	2,60	PHC 80-1...
100-1	20A-1	31,750	19,05	18,90	9,53	40,40	44,70	44,70	30,00	4,00	—	88,5	109,2	3,91	PHC 100-1...
120-1	24A-1	38,100	22,23	25,22	11,10	50,30	54,30	54,30	35,70	4,80	—	127,0	156,3	5,62	PHC 120-1...
140-1	28A-1	44,450	25,40	25,22	12,70	54,40	59,00	59,00	41,00	5,60	—	172,4	212,0	7,50	PHC 140-1...
160-1	32A-1	50,800	28,58	31,55	14,27	64,80	69,60	69,60	47,80	6,40	—	226,8	278,9	10,10	PHC 160-1...
180-1	36A-1	57,150	35,71	35,48	17,46	72,80	78,60	78,60	53,60	7,20	—	280,2	341,8	13,45	PHC 180-1...
200-1	40A-1	63,500	39,68	37,85	19,85	80,30	87,20	87,20	60,00	8,00	—	353,8	431,6	16,15	PHC 200-1...
240-1	48A-1	76,200	47,63	47,35	23,81	95,50	103,00	103,00	72,39	9,50	—	510,3	622,5	23,20	PHC 240-1...
25-2*	04C-2*	6,350	3,30	3,18	2,31	14,5	15,0	—	6,00	0,80	6,40	7,0	8,6	0,28	PHC 25-2...
35-2*	06C-2*	9,525	5,08	4,77	3,58	22,5	23,3	—	9,00	1,30	10,13	15,8	19,7	0,63	PHC 35-2...
41-2	08S-2	12,700	7,77	6,25	3,58	25,7	26,9	—	9,91	1,30	11,95	13,3	16,9	0,81	PHC 41-2...
40-2	08A-2	12,700	7,95	7,85	3,96	31,0	32,2	—	12,00	1,50	14,38	28,2	35,9	1,12	PHC 40-2...
50-2	10A-2	15,875	10,16	9,40	5,08	38,9	40,4	41,2	15,09	2,03	18,11	44,4	58,1	2,00	PHC 50-2...
60-2	12A-2	19,050	11,91	12,57	5,94	48,8	50,5	51,1	18,00	2,42	22,78	63,8	82,1	2,92	PHC 60-2...
80-2	16A-2	25,400	15,88	15,75	7,92	62,7	64,3	65,8	24,00	3,25	29,29	115,4	141,8	5,15	PHC 80-2...
100-2	20A-2	31,750	19,05	18,90	9,53	76,4	80,5	80,5	30,00	4,00	35,76	177,0	219,4	7,80	PHC 100-2...
120-2	24A-2	38,100	22,23	25,22	11,10	95,8	99,7	99,7	35,70	4,80	45,44	254,0	314,9	11,70	PHC 120-2...
140-2	28A-2	44,450	25,40	25,22	12,70	103,3	107,9	107,9	41,00	5,60	48,87	344,8	427,5	15,14	PHC 140-2...
160-2	32A-2	50,800	28,58	31,55	14,27	123,3	128,1	128,1	47,80	6,40	58,55	453,6	562,4	20,14	PHC 160-2...
180-2	36A-2	57,150	35,71	35,48	17,46	138,6	144,4	144,4	53,60	7,20	65,84	560,5	695,0	29,22	PHC 180-2...
200-2	40A-2	63,500	39,68	37,85	19,85	151,9	158,8	158,8	60,00	8,00	71,55	707,6	877,4	32,24	PHC 200-2...
240-2	48A-2	76,200	47,63	47,35	23,81	183,4	190,8	190,8	72,39	9,50	87,83	1020,6	1255,3	45,23	PHC 240-2...
25-3*	04C-3*	6,350	3,30	3,18	2,31	21,0	21,5	—	6,00	0,80	6,40	10,5	12,6	0,44	PHC 25-3...
35-3*	06C-3*	9,525	5,08	4,77	3,58	32,7	33,5	—	9,00	1,30	10,13	23,7	28,6	1,05	PHC 35-3...
40-3	08A-3	12,700	7,95	7,85	3,96	45,4	46,6	—	12,00	1,50	14,38	42,3	50,0	1,90	PHC 40-3...
50-3	10A-3	15,875	10,16	9,40	5,08	57,0	58,5	59,3	15,09	2,03	18,11	66,6	77,8	3,09	PHC 50-3...
60-3	12A-3	19,050	11,91	12,57	5,94	71,5	73,3	73,9	18,00	2,42	22,78	95,4	111,1	4,54	PHC 60-3...
80-3	16A-3	25,400	15,88	15,75	7,92	91,7	93,6	95,1	24,00	3,25	29,29	170,1	198,4	7,89	PHC 80-3...
100-3	20A-3	31,750	19,05	18,90	9,53	112,2	116,3	116,3	30,00	4,00	35,76	265,5	309,6	11,77	PHC 100-3...
120-3	24A-3	38,100	22,23	25,22	11,10	141,4	145,2	145,2	35,70	4,80	45,44	381,0	437,2	17,53	PHC 120-3...
140-3	28A-3	44,450	25,40	25,22	12,70	152,2	156,8	156,8	41,00	5,60	48,87	517,2	593,3	22,20	PHC 140-3...
160-3	32A-3	50,800	28,58	31,55	14,27	181,8	186,6	186,6	47,80	6,40	58,55	680,4	780,6	30,02	PHC 160-3...
180-3	36A-3	57,150	35,71	35,48	17,46	204,4	210,2	210,2	53,60	7,20	65,84	840,7	983,6	38,22	PHC 180-3...
200-3	40A-3	63,500	39,68	37,85	19,85	223,5	230,4	230,4	60,00	8,00	71,55	1061,4	1217,8	49,03	PHC 200-3...
240-3	48A-3	76,200	47,63	47,35	23,81	271,3	278,6	278,6	72,39	9,50	87,83	1530,9	1756,5	71,60	PHC 240-3...

Fuente: SKF.com, 2014, p. 08

Anexo 8: Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S _{utr} kpsi	S _{utr} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Fuente: Budynas & Nisbett, 2008, p. 280

Anexo 9: Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

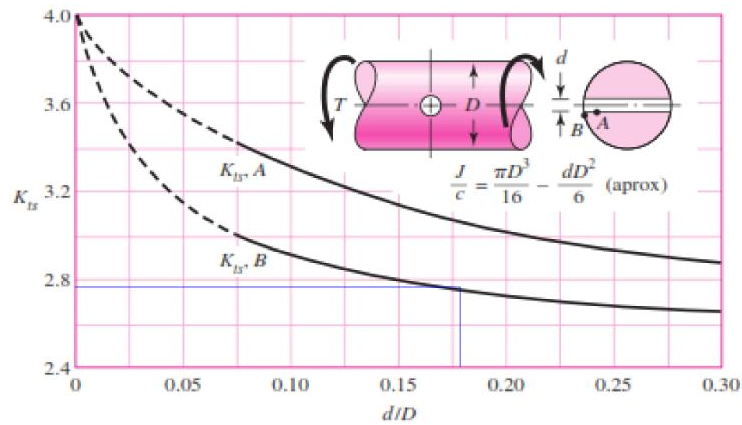
Fuente: Budynas & Nisbett, 2008, p. 283

Anexo 10: Factores de confiabilidad correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_α	Factor de confiabilidad k_α
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

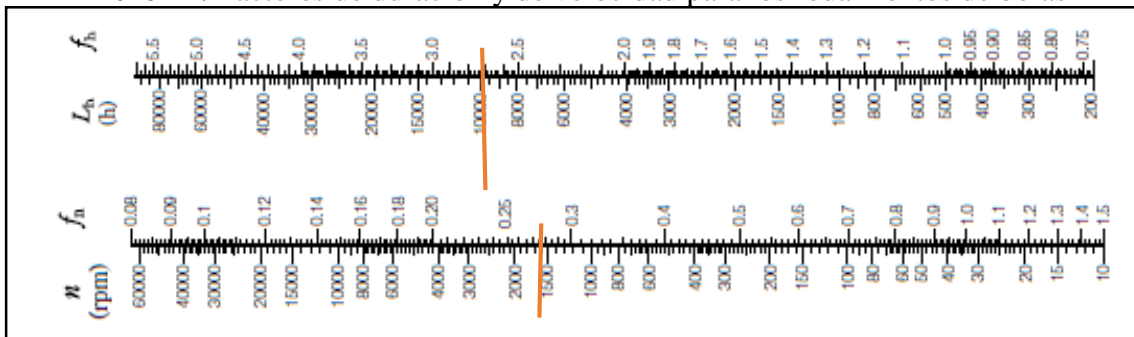
Fuente: Budynas & Nisbett, 2008, p. 285

Anexo 11: Eje redondo en torsión con agujero transversal



Fuente: Budynas & Nisbett, 2008, p. 1009

Anexo 12: Factores de duración y de velocidad para los rodamientos de bolas



Fuente: Motion & Control, 2013, p. A 26

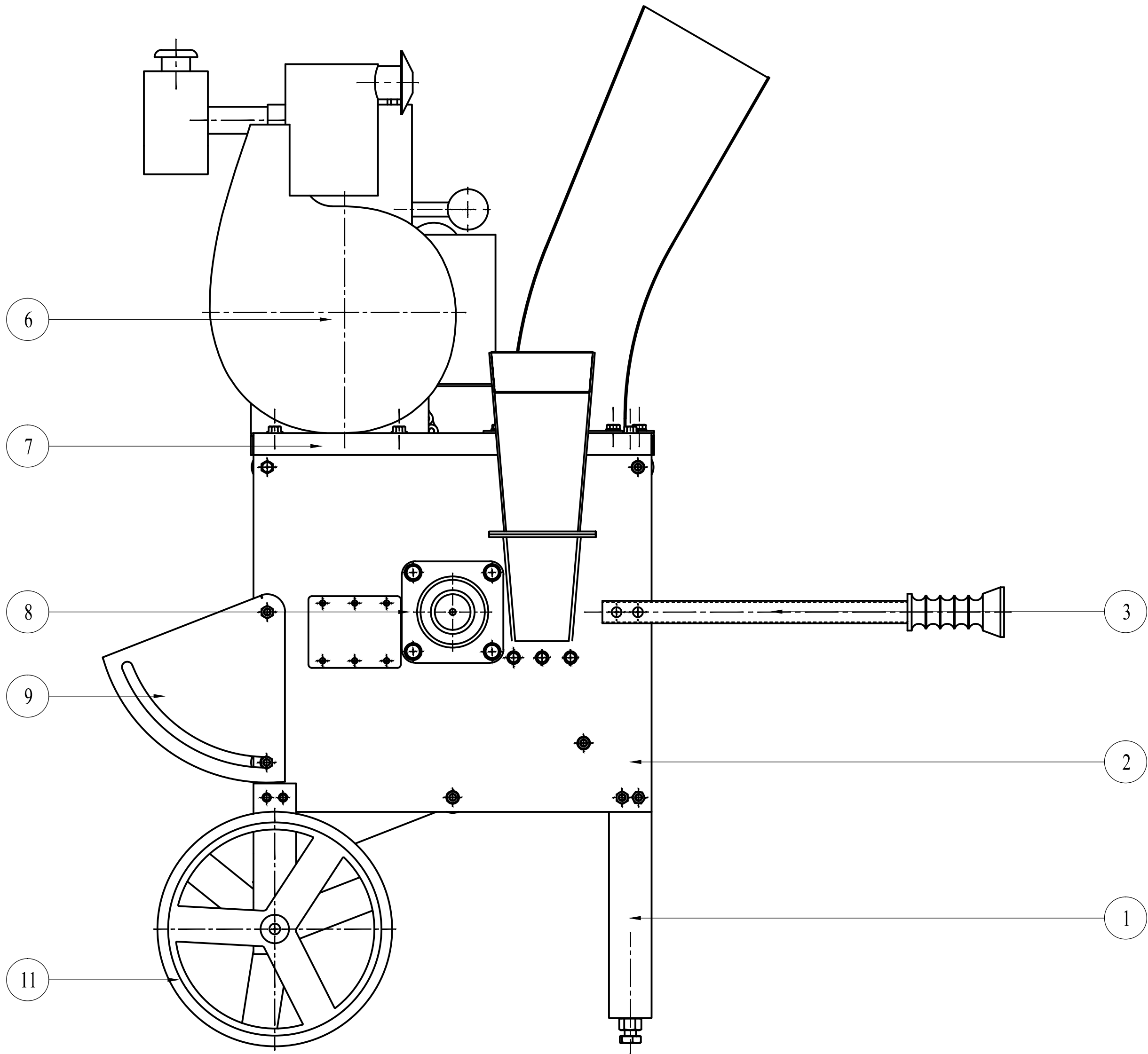
Anexo 13: Rodamientos estándar tipo UCF200 serie normal

Tipo Type	Dimensiones - Dimensions											Bul. fij. Bolt Size	Coeficientes de carga (N) Load ratings (N)		Rodamiento Bearing	Soporte Housing	Peso Weight	
	d	a	e	i	g	l	s	z	t	B	n		Dinámica C Dynamic C	Estática C ₀ Static C ₀				
	mm/inch												mm/inch					
UCF201	12	86	64	15	12	25,5	12	33,3	37,5	31	12,7	M10	12160	6318	UC201	F204	0,60	
UCF201-8	¾	33/8	233/64	19/32	15/32	1	15/32	15/16	131/64	1,2205	0,500	3/8			UC201-8			0,59
UCF202	15	86	64	15	12	25,5	12	33,3	37,5	31	12,7	M10	12160	6318	UC202	F204	0,59	
UCF202-9	9/16	33/8	233/64	19/32	15/32	1	15/32	15/16	131/64	1,2205	0,500	3/8			UC202-9			0,59
UCF202-10	5/8	33/8	233/64	19/32	15/32	1	15/32	15/16	131/64	1,2205	0,500	3/8			UC202-10		0,59	
UCF203	17	86	64	15	12	25,5	12	33,3	37,5	31	12,7	M10	12160	6318	UC203	F204	0,58	
UCF203-11	11/16	33/8	233/64	19/32	15/32	1	15/32	15/16	131/64	1,2205	0,500	3/8			UC203-11			0,57
UCF204	20	86	64	15	12	25,5	12	33,3	37,5	31	12,7	M10	12160	6318	UC204	F204	0,56	
UCF204-12	¾	33/8	233/64	19/32	15/32	1	15/32	15/16	131/64	1,2205	0,500	3/8			UC204-12			0,56
UCF205	25	95	70	16	14	27	12	35,8	40	34,1	14,3	M10			UC205	F205	0,80	
UCF205-13	13/16														UC205-13			0,84
UCF205-14	7/8	3¼	2¼	5/8	35/64	11/16	15/32	113/32	19/16	1,3425	0,563	3/8	13300	7457	UC205-14			0,83
UCF205-15	15/16														UC205-15			0,81
UCF205-16	1														UC205-16			0,80
UCF206	30	108	83	18	14	31	12	40,2	44,5	38,1	15,9	M10			UC206	F206	1,12	
UCF206-17	11/16														UC206-17			1,15
UCF206-18	11/8	4¼	317/64	45/64	35/64	17/32	15/32	119/32	1¼	1,5000	0,626	3/8	18525	10735	UC206-18			1,14
UCF206-19	13/15														UC206-19			1,12
UCF206-20	1¼														UC206-20			1,11
UCF207	35	117	92	19	16	34	14	44,4	48,5	42,9	17,5	M12			UC207	F207	1,46	
UCF207-20	1¼														UC207-20			1,52
UCF207-21	15/16	439/64	35/8	¾	5/8	111/32	35/64	1¼	129/32	1,6890	0,689	7/16	24415	14630	UC207-21			1,49
UCF207-22	13/8														UC207-22			1,46
UCF207-23	17/16														UC207-23			1,43
UCF208	40	130	102	21	16	36	16	51,2	55,5	49,2	19	M14			UC208	F208	1,84	
UCF208-24	1½	51/8	41/64	53/64	5/8	127/64	5/8	21/64	23/16	1,9370	0,748	½	27645	16910	UC208-24			1,88
UCF208-25	19/16														UC208-25			1,85
UCF209	45	137	105	22	18	38	16	52,2	56,5	49,2	19	M14			UC209	F209	2,15	
UCF209-26	15/8												32395	20235	UC209-26			2,25
UCF209-27	111/16	513/32	49/64	55/64	23/32	1½	5/8	21/16	27/32	1,9370	0,748	½			UC209-27			2,21
UCF209-28	1¾														UC209-28			2,17
UCF210	50	143	111	22	18	40	16	54,6	59,5	51,6	19	M14			UC210		F210	2,42
UCF210-29	113/16												33345	22135	UC210-29			2,54
UCF210-30	17/8	55/8	43/8	55/64	23/32	19/16	5/8	25/32	211/32	2,0315	0,748	½			UC210-30			2,49
UCF210-31	115/16														UC210-31			2,44
UCF210-32	2														UC210-32			2,40
UCF211	55	162	130	25	20	43	19	58,4	63	55,6	22,2	M16			UC211	F211	3,31	
UCF211-32	2														UC211-32			3,46
UCF211-33	21/16	63/8	51/8	63/64	25/32	111/16	¾	15/16	231/64	2,1890	0,874	5/8	41230	27930	UC211-33			3,40
UCF211-34	21/8														UC211-34			3,35
UCF211-35	23/16														UC211-35			3,29
UCF212	60	175	143	29	20	48	19	68,7	73,5	65,1	25,4	M16			UC212	F212	4,28	
UCF212-36	2¼														UC212-36			4,41
UCF212-37	25/16	657/64	55/8	19/64	25/32	157/64	¾	245/64	257/64	2,5630	1,000	5/8	49780	34390	UC212-37			4,33
UCF212-38	23/8														UC212-38			4,26
UCF212-39	27/16														UC212-39			4,19
UCF213	65	187	149	30	22	50	19	69,7	74,5	65,1	25,4	M16			UC213	F213	4,99	
UCF213-40	2½	723/64	555/64	13/16	55/64	131/32	¾	2¼	215/16	2,5630	1,000	5/8	54340	38095	UC213-40			5,08
UCF213-41	29/16														UC213-41			4,99
UCF214	70	193	152	31	22	54	19	75,4	81,5	74,6	30,2	M16			UC214	F214	5,85	
UCF214-42	25/8														UC214-42			6,06
UCF214-43	211/16	719/32	563/64	17/32	55/64	21/8	¾	221/32	313/64	2,9370	1,189	5/8	59090	41895	UC214-43			5,96
UCF214-44	2¼														UC214-44			5,86
UCF215	75	200	159	34	22	56	19	78,5	83,5	77,8	33,3	M16			UC215	F215	6,91	
UCF215-45	213/16														UC215-45			7,16
UCF215-46	27/8	77/8	617/64	111/32	55/64	27/32	¾	33/32	39/32	3,0630	1,311	5/8	64030	45885	UC215-46			7,05
UCF215-47	215/16														UC215-47			6,94
UCF215-48	3														UC215-48			6,82
UCF216	80	208	165	34	22	58	23	83,3	88,5	82,6	33,3	M20			UC216	F216	7,50	
UCF216-49	31/16														UC216-49			7,68
UCF216-50	31/8	83/16	6¼	111/32	55/64	29/32	29/32	39/32	339/64	3,2520	1,311	¾	69065	50350	UC216-50			7,55
UCF216-51	33/16														UC216-51			7,42
UCF217	85	220	175	36	24	63	23	87,6	92,6	85,7	34,1	M20			UC217	F217	9,66	
UCF217-52	3¼														UC217-52			9,88
UCF217-53	35/6	821/33	657/64	127/64	15/16	215/32	29/32	37/16	341/64	3,3740	1,343	¾	79800	58805	UC217-53			9,74
UCF217-55	37/16														UC217-55			9,45
UCF218	90	235	187	40	24	68	23	96,3	101,5	96	39,7	M20	¾	91295	67925	UC218	F218	12,06
UCF218-56	3½	9¼	723/64	137/64	15/16	211/16	29/32	325/32	4	3,7795	1,5630	¾			UC218-56			12,17

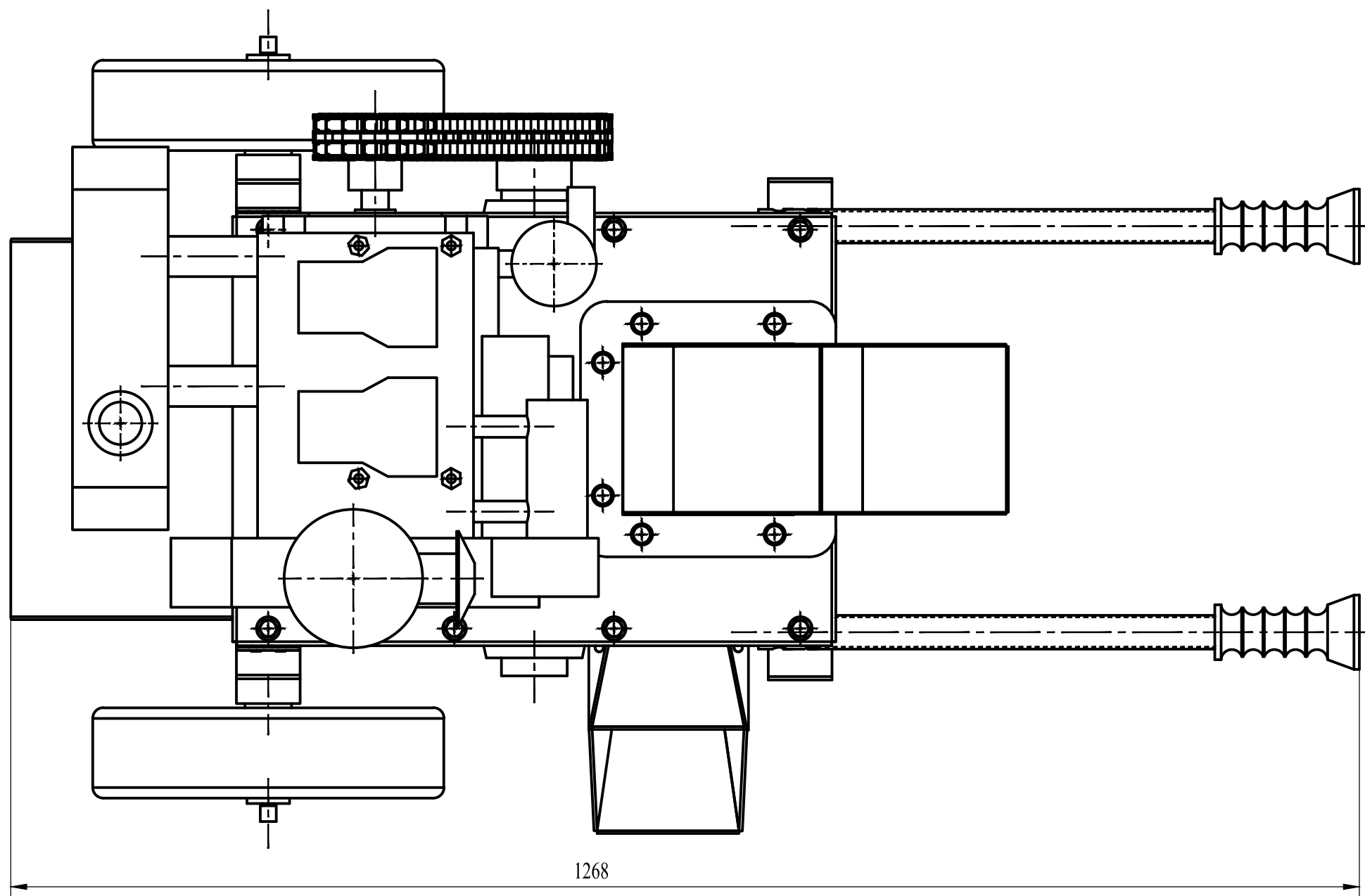
Fuente: SKF.com, 1996, p. 65

PLANOS DE LA MRBF.

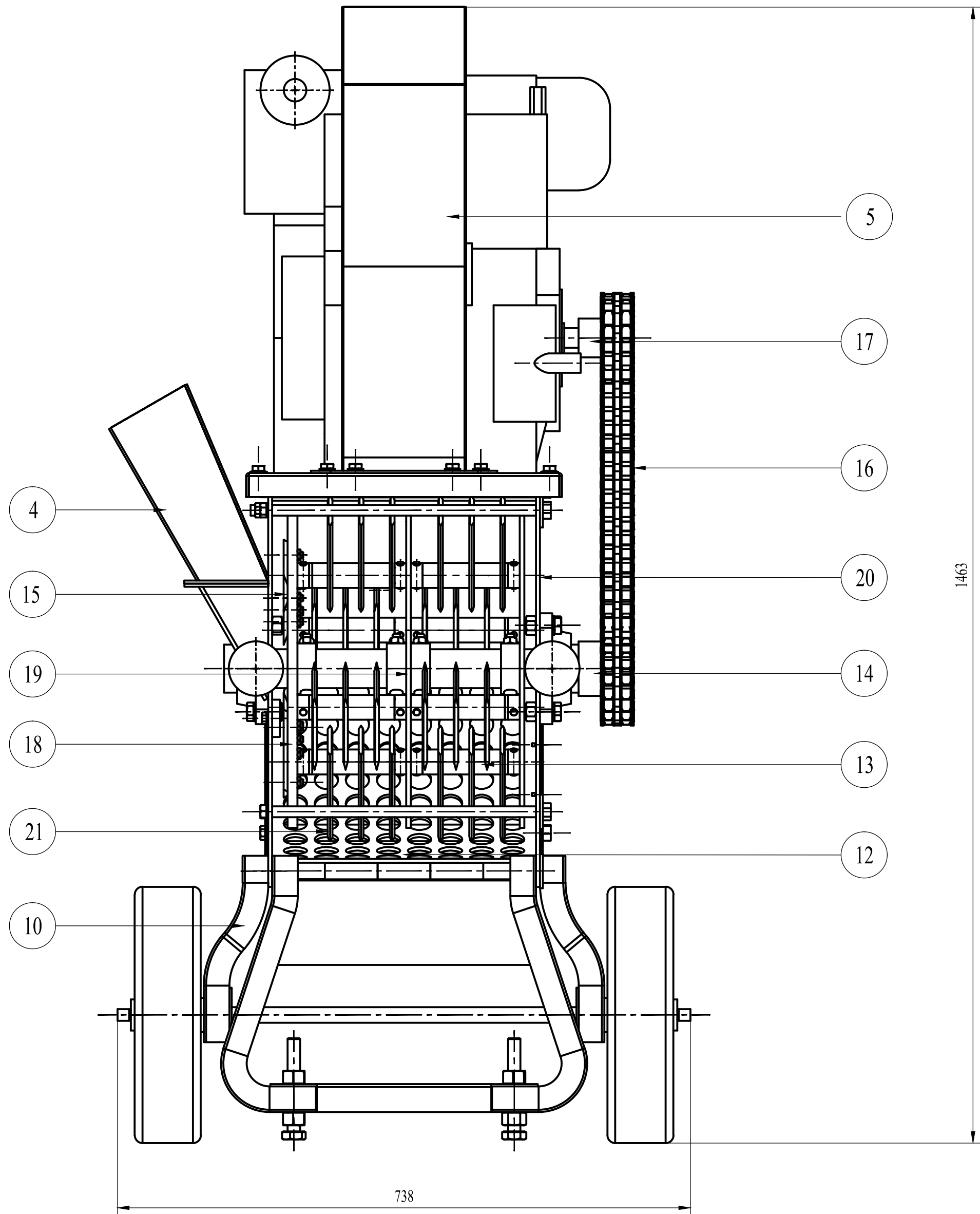




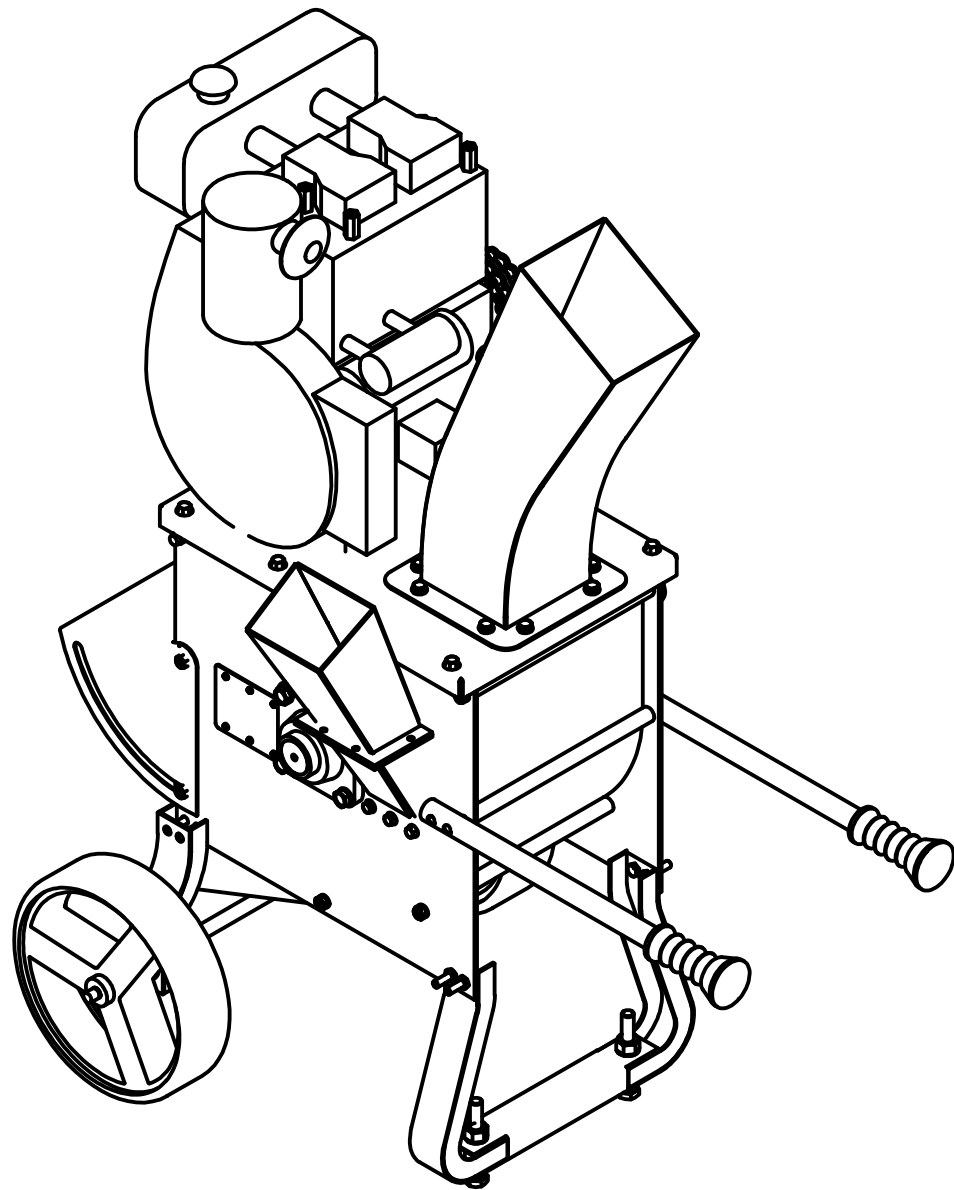
VISTA FRONTAL



VISTA SUPERIOR

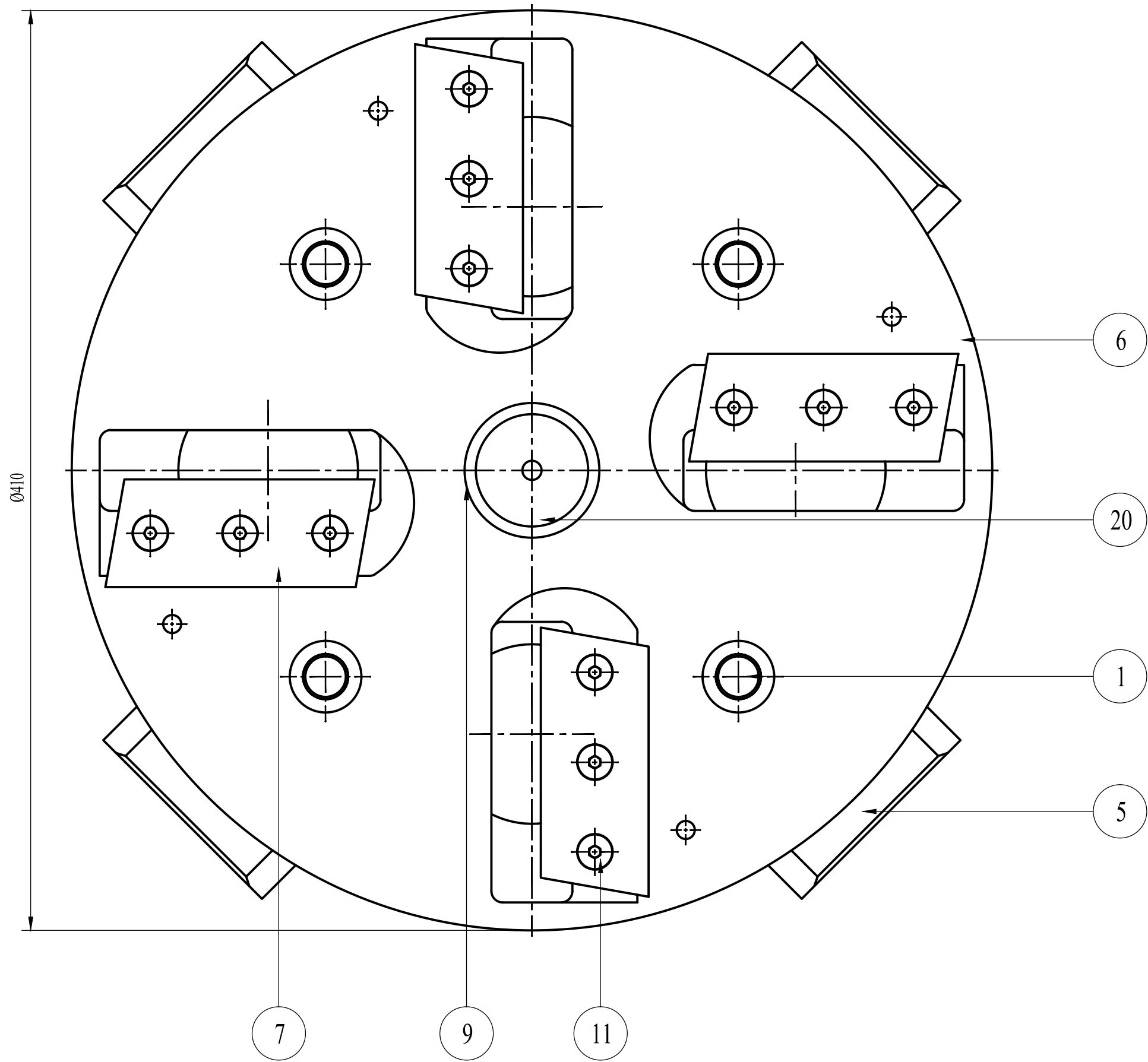


VISTA ISOMÉTRICA

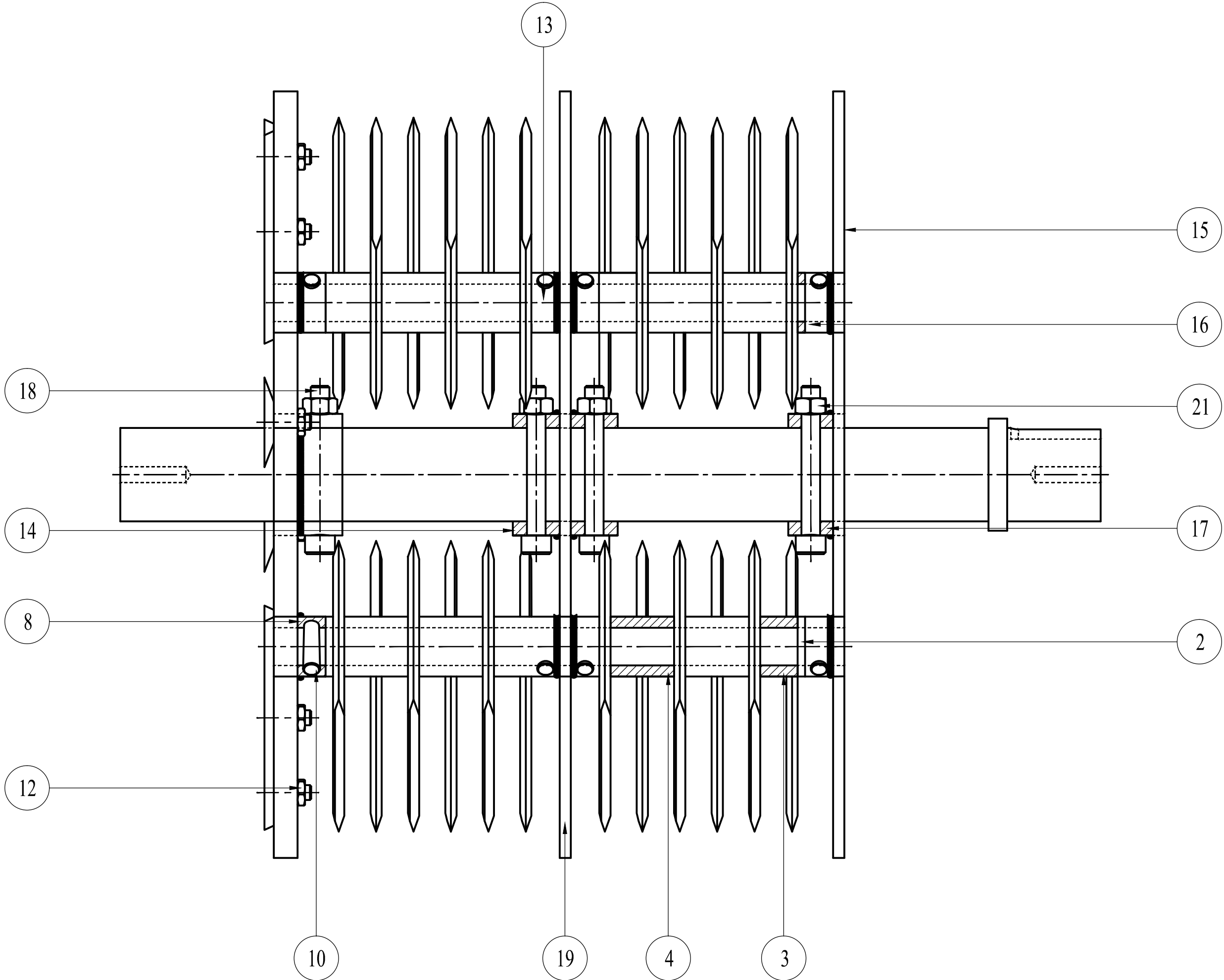


21	9 - D	Martillo	24	Acero AISI - 01	130x50x8	Temple
20	9 - B	Tapa posterior	1	Acero AISI - 1010	560x525x5	NA
19	8 - C	Disco impulsor interno	2	Acero AISI - 1010	Ø 410; e = 6	NA
18	9 - C	Disco portacuchillas	1	Acero AISI - 1010	Ø 410; e = 12,7	NA
17	9 - B	Catarina Impulsora	1	NA	r 12,7; l = 100	60R17D
16	9 - B	Cadena	1	NA	NA	60-2
15	8 - C	Cuchilla	4	Acero AISI - 01	120x100x6	NA
14	9 - C	Eje impulsor - catarina accionada	1	Acero AISI 4340	r 50; l = 524	60R22D
13	8 - D	Espaciador	32	Acero AISI - 1018	Ø32	NA
12	8 - D	Tamiz	1	Acero AISI - 1010	r 245; 340x5	NA
11	2 - E	Neumático	2	Varios	Ø330	NA
10	2 - D	Pie de anclaje para las ruedas	2	Acero AISI - 1010	250x25x2	NA
9	2 - D	Puerta móvil	1	Acero AISI - 1010	440x365x3	NA
8	3 - C	Chumacera	2	Hierro Fundido	UCF210	NA
7	3 - C	Cubierta de la MRBF	1	Acero AISI - 1010	560x410x5	NA
6	2 - B	Motor de combustión	1	Varios	520x500x380	NA
5	3 - B	Tolva ingreso de hojas y ramas	1	Acero AISI - 1010	465x210x3	NA
4	3 - C	Tolva ingreso de tallos	1	Acero AISI - 1010	235x135x3	NA
3	4 - D	Manija de transporte	2	Acero AISI - 1018	Ø38; 550	NA
2	3 - D	Tapa frontal	1	Acero AISI - 1010	560x525x5	NA
1	4 - D	Pie de anclaje delantero	1	Acero AISI - 1010	470x330x50	NA

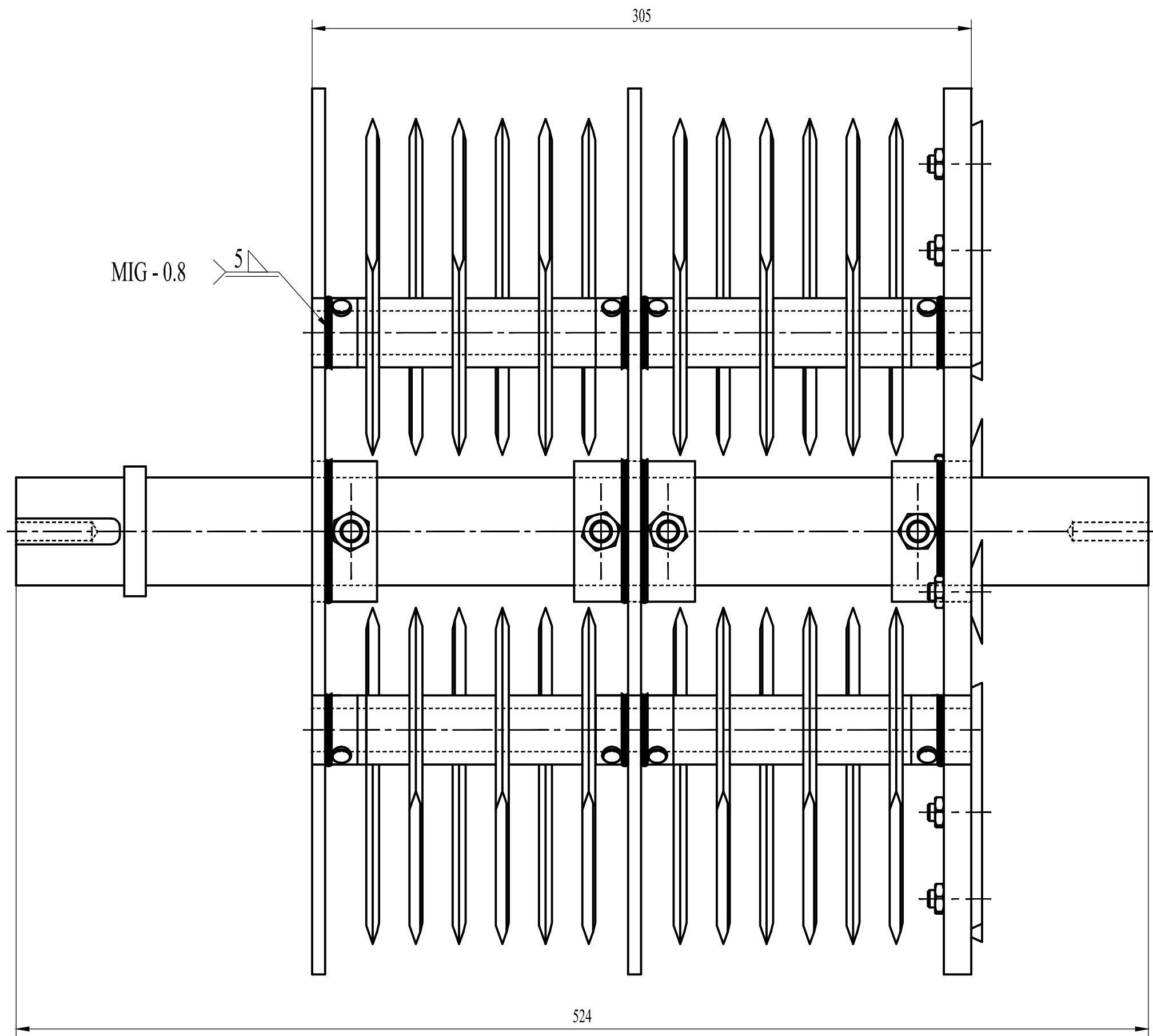
REF.	ZONA	N.º DE PIEZA	CANT.	MATERIAL	DIMENSIONES BRUTAS	OBSERVACIONES
RECUBRIMIENTO:		Según planos	MATERIAL: Varios		CANTIDAD: 01 und.	
TRATAMIENTO TÉRMICO:		Según planos				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA			U.P.S	DIS:	ARMAS A. ARMANDO JORGE	05/01/2015
				DIB:	ARMAS A. ARMANDO JORGE	21/02/2015
				REV:	ING. PATRICIO QUITIAQUEZ	26/03/2015
MÁQUINA REDUCTORA DE BIOMASA RESIDUAL FORESTAL			ESCALA 1:5	CÓDIGO:	10.2015.111437.001	TOL. GRL. ±2 mm



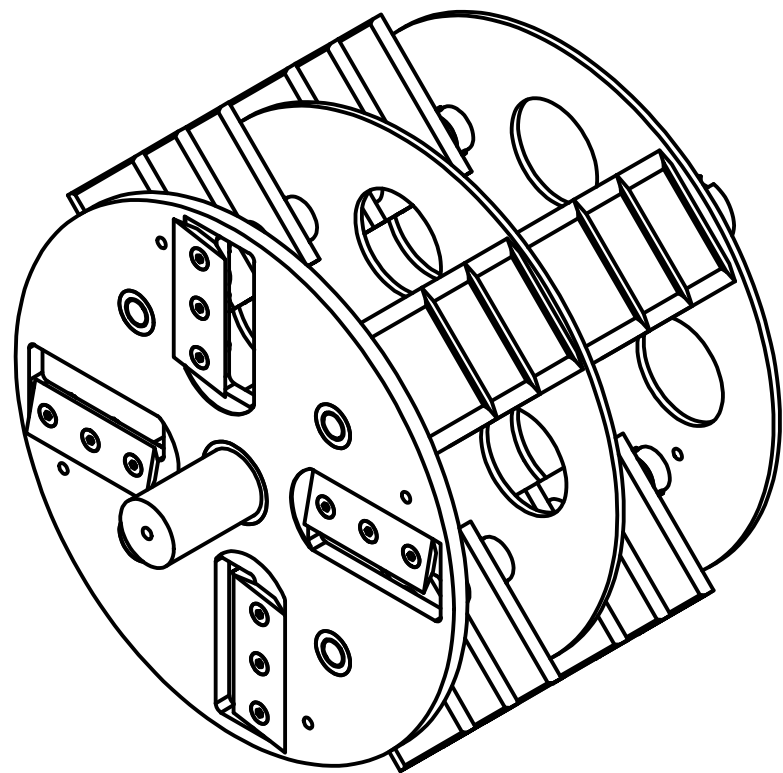
VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL DERECHA

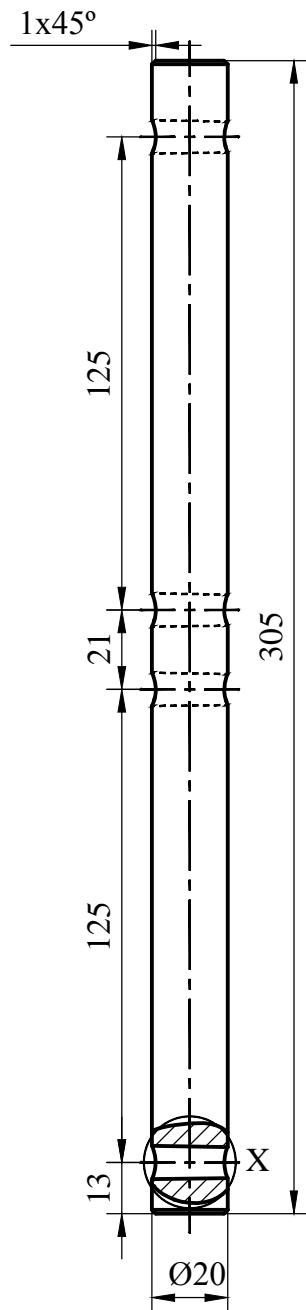


VISTA SUPERIOR GIRADA 90°

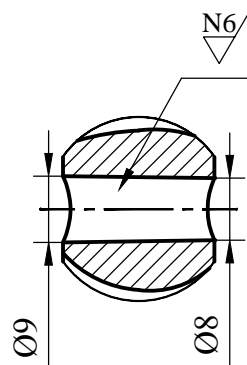


VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:5

21	8 - B	Tuerca M10	4	Acero	DIN 24036	NA
20	4 - B	Eje de transmisión	1	AISI - 4340	Ø 60x700	Temple
19	9 - C	Disco impulsor intermedio	1	AISI - 1010	Ø 410x8	NA
18	9 - B	Perno avellanado M10x80	4	Acero G 8	DIN 7046	Temple
17	9 - B	Buje principal para el disco impulsor posterior	1	AISI - 1018	Ø 65x20	NA
16	9 - B	Buje secundario para el disco impulsor posterior	4	AISI - 1018	Ø 35x20	NA
15	10 - A	Disco impulsor posterior	1	AISI - 1010	Ø 410x8	NA
14	9 - B	Buje principal para el disco impulsor intermedio	1	AISI - 1018	Ø 65x20	NA
13	9 - B	Buje secundario para el disco impulsor intermedio	4	AISI - 1018	Ø 35x20	NA
12	3 - A	Tuerca M8	12	Acero A-307	DIN 24036	NA
11	3 - B	Perno avellanado M8x25	12	Acero A - 307	DIN 7046	NA
10	9 - C	Pasador secundario	16	AISI - 1045	Ø 10x40	Temple
9	4 - B	Buje principal para el disco porta-cuchillas	1	AISI - 1018	Ø 65x20	NA
8	8 - C	Buje secundario para el disco porta-cuchillas	4	AISI - 1018	Ø 35x20	NA
7	3 - B	Cuchilla dinámica	4	AISI - 01	130x50x6	Temple
6	4 - B	Disco portacuchillas	1	AISI - 1010	Ø 410x14	NA
5	4 - C	Martillo	24	AISI - 01	130x100x8	Temple
4	9 - C	Espaciador D32x34	16	AISI - 1018	Ø 35x20	NA
3	9 - C	Espaciador D32x20	8	AISI - 1018	Ø 35x20	NA
2	9 - C	Espaciador D32x4	8	AISI - 1018	Ø 35x20	NA
1	4 - C	Eje secundario	4	AISI - 4340	Ø 25x325	Temple
REF.	ZONA	N.º DE PIEZA	CANT.	MATERIAL	DIMENSIONES BRUTAS	OBSERVACIONES
RECUBRIMIENTO:		Según planos	MATERIAL: Varios		CANTIDAD: 01 und.	
TRATAMIENTO TÉRMICO:		Según planos				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA			U.P.S		DIS: ARMAS A. ARMANDO JORGE 05/01/2015 DIB: ARMAS A. ARMANDO JORGE 27/03/2015 REV: ING. PATRICIO QUITIAQUEZ 30/03/2015	
ROTOR DE LA MÁQUINA REDUCTORA DE BIOMASA RESIDUAL FORESTAL			ESCALA 1:2		CÓDIGO: 10.2015.111437.001.01 TOL. GRL. Según planos	

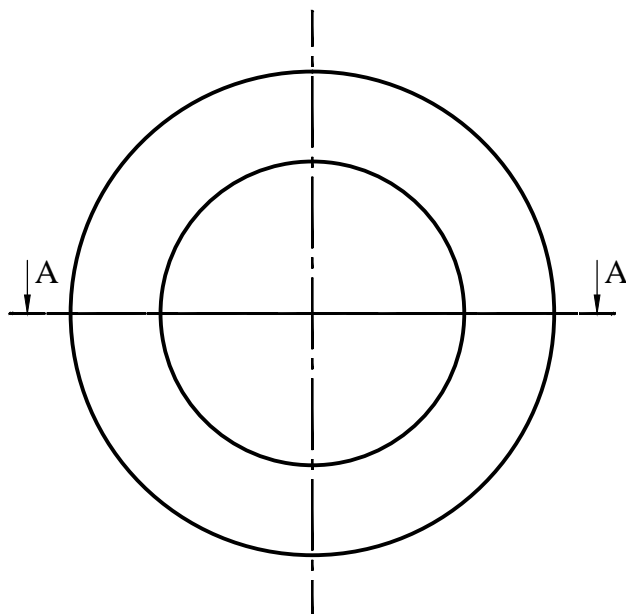


DETALLE X

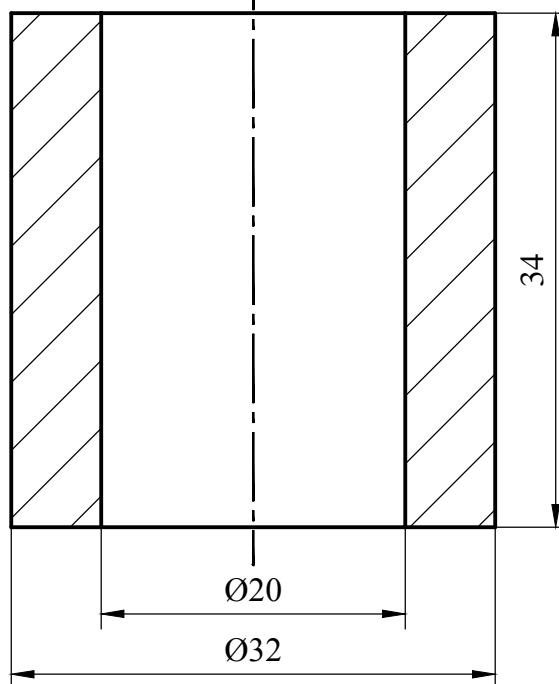


ESCALA 1:1

RECUBRIMIENTO:	NA	MATERIAL: AISI - 4340	CANTIDAD: 04 und.		
TRATAMIENTO TÉRMICO:	NA				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	U.P.S	DIS:	ARMAS A. ARMANDO JORGE	05/01/2015	
		DIB:	ARMAS A. ARMANDO JORGE	21/02/2015	
		REV:	ING. PATRICIO QUITIAQUEZ	13/03/2015	
EJE SECUNDARIO	ESCALA 1:2	CÓDIGO: 10.2015.111437.001.011			TOL. GRL. + 0.1 mm -0.0 mm

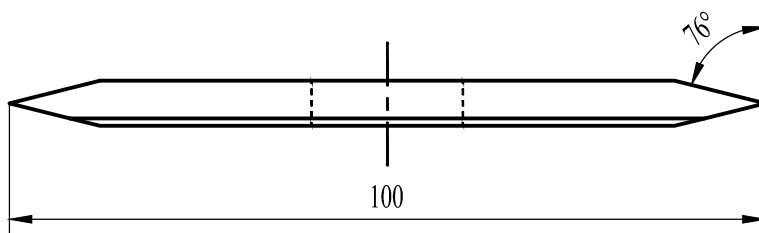


CORTE
A-A

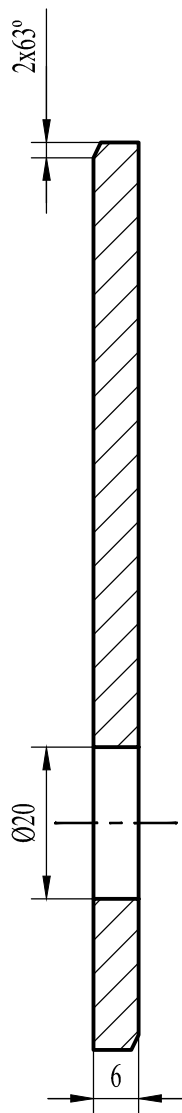


RECUBRIMIENTO:	NA	MATERIAL: AISI - 1018	CANTIDAD: 16 und.		
TRATAMIENTO TÉRMICO:	NA				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	U.P.S	DIS:	ARMAS A. ARMANDO JORGE	05/01/2015	
		DIB:	ARMAS A. ARMANDO JORGE	21/02/2015	
		REV:	ING. PATRICIO QUITIAQUEZ	26/03/2015	
ESPACIADOR Ø32x34	ESCALA 2:1	CÓDIGO: 10.2015.111437.001.014			TOL. GRL. +0.1 mm -0.0 mm

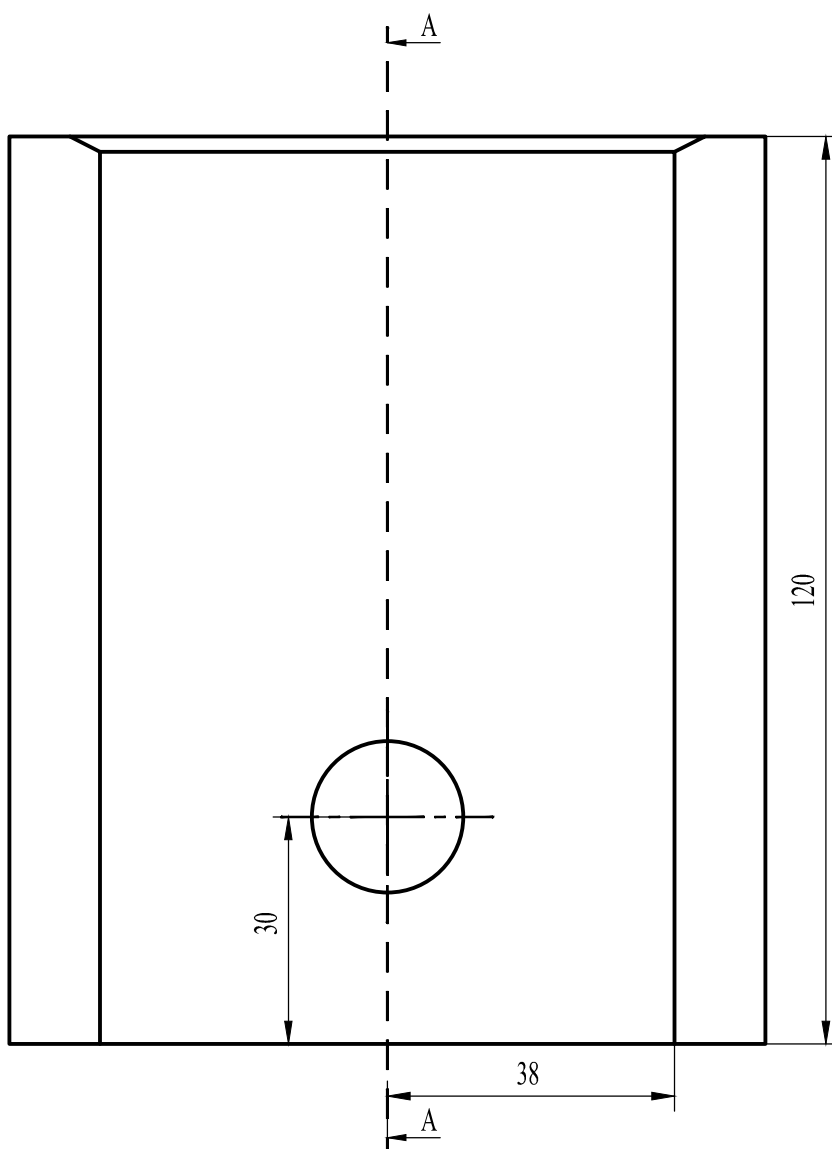
RECUBRIMIENTO:	NA	MATERIAL: AISI - 1010			CANTIDAD: 01 und.	
TRATAMIENTO TÉRMICO:	NA					
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		U.P.S	DIS:	ARMAS A. ARMANDO JORGE		05/01/2015
			DIB:	ARMAS A. ARMANDO JORGE		21/02/2015
			REV:	ING. PATRICIO QUITIAQUEZ		26/03/2015
DISCO PORTACUCHILLAS		ESCALA 1:5	CÓDIGO: 10.2015.111437.001.016			TOL. GRL. +0.0 mm -0.2 mm



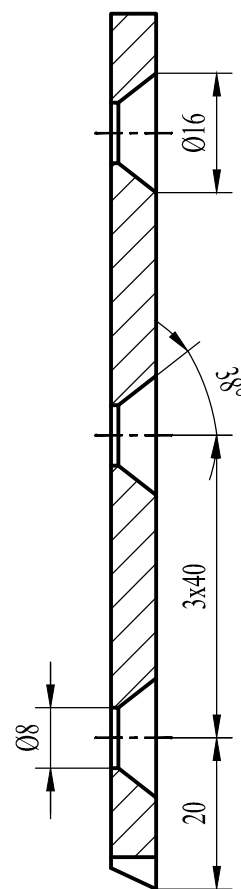
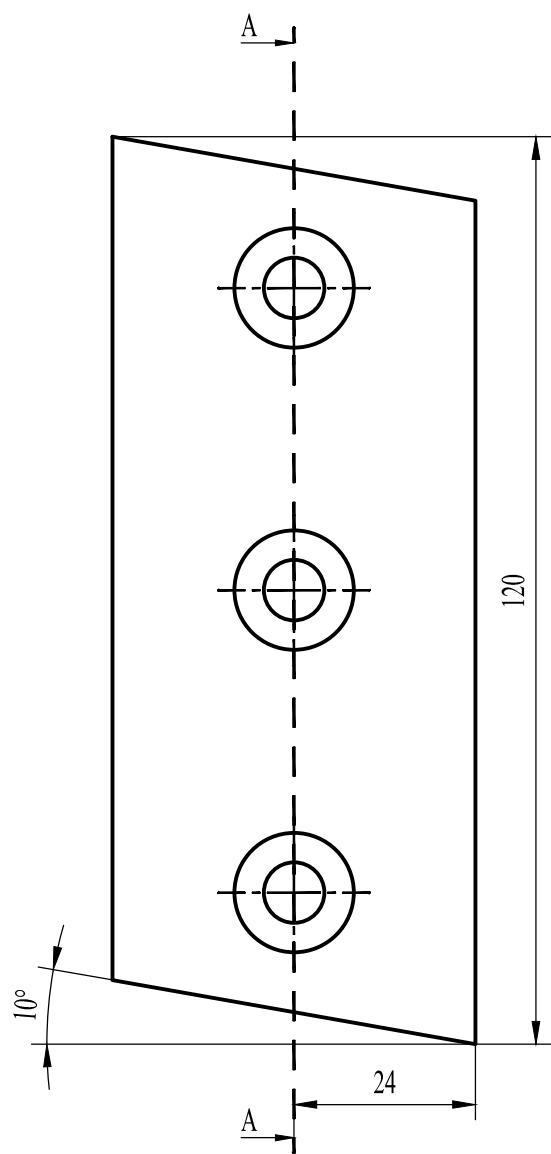
VISTA SUPERIOR



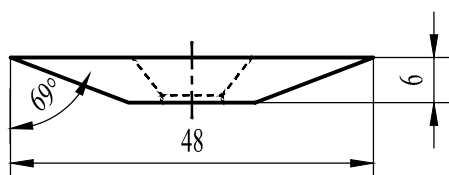
CORTE A-A



RECUBRIMIENTO:	NA	MATERIAL: AISI - 01	CANTIDAD: 24 und.		
TRATAMIENTO TÉRMICO:	Temple				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	U.P.S	DIS:	ARMAS A. ARMANDO JORGE	05/01/2015	
		DIB:	ARMAS A. ARMANDO JORGE	21/02/2015	
		REV:	ING. PATRICIO QUITIAQUEZ	26/03/2015	
MARTILLO	ESCALA 1:1	CÓDIGO: 10.2015.111437.001.015			TOL. GRL. + 0.1 mm - 0.0 mm

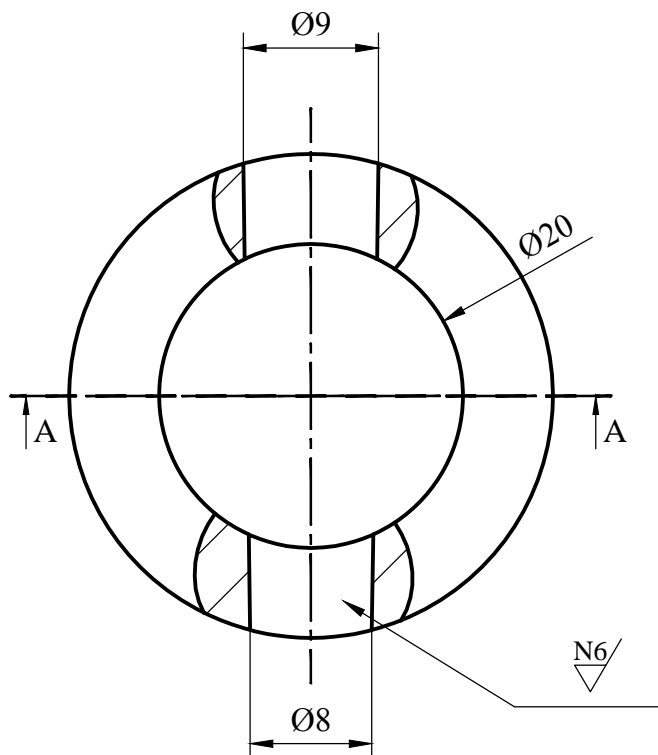


CORTE
A-A

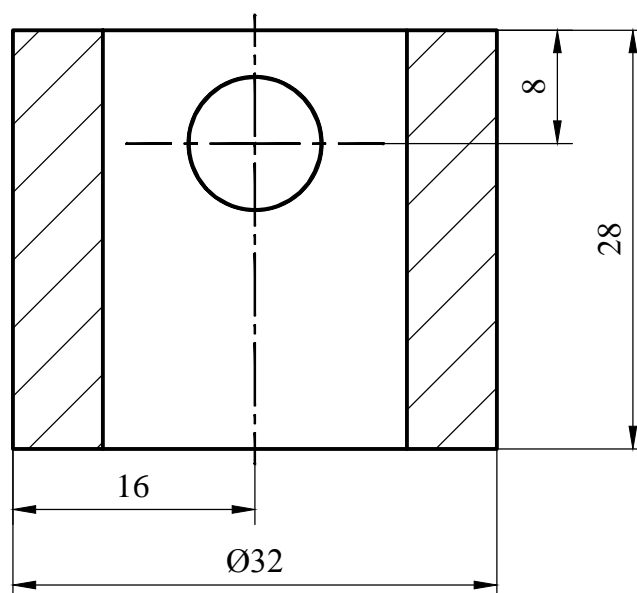


VISTA INFERIOR

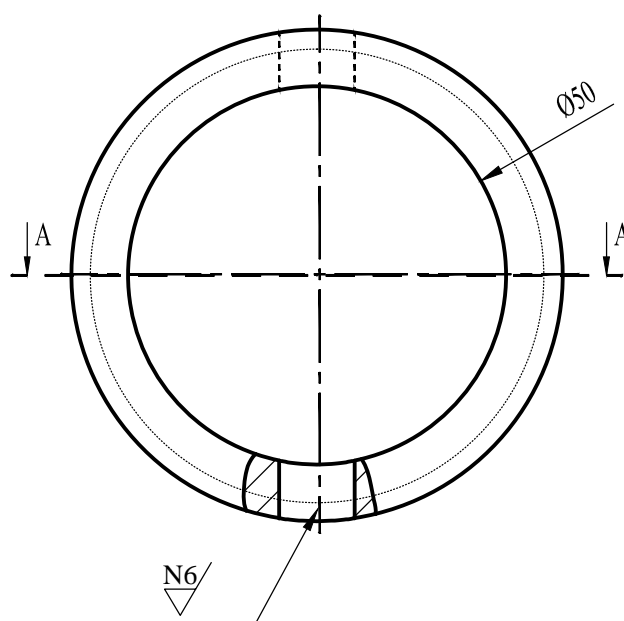
RECUBRIMIENTO:	NA	MATERIAL: AISI - 01		CANTIDAD: 04 und.	
TRATAMIENTO TÉRMICO:	Temple				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		U.P.S	DIS:	ARMAS A. ARMANDO JORGE	05/01/2015
			DIB:	ARMAS A. ARMANDO JORGE	21/02/2015
			REV:	ING. PATRICIO QUITIAQUEZ	28/02/2015
CUCHILLA DINÁMICA		ESCALA 1:1	CÓDIGO: 10.2015.111437.001.017		TOL. GRL. + 0.0 mm -0.1 mm



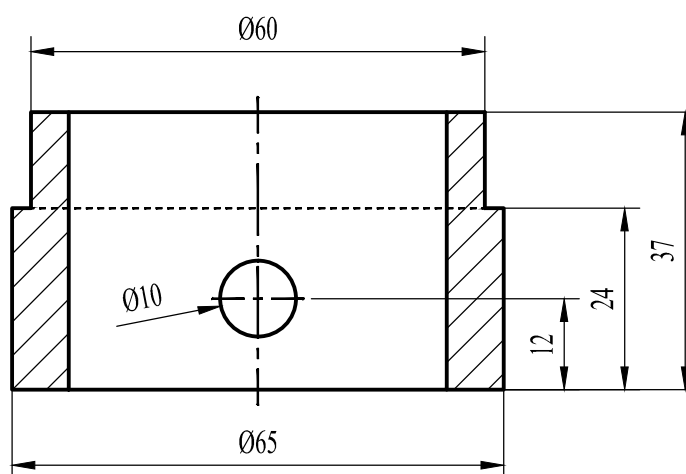
CORTE A-A



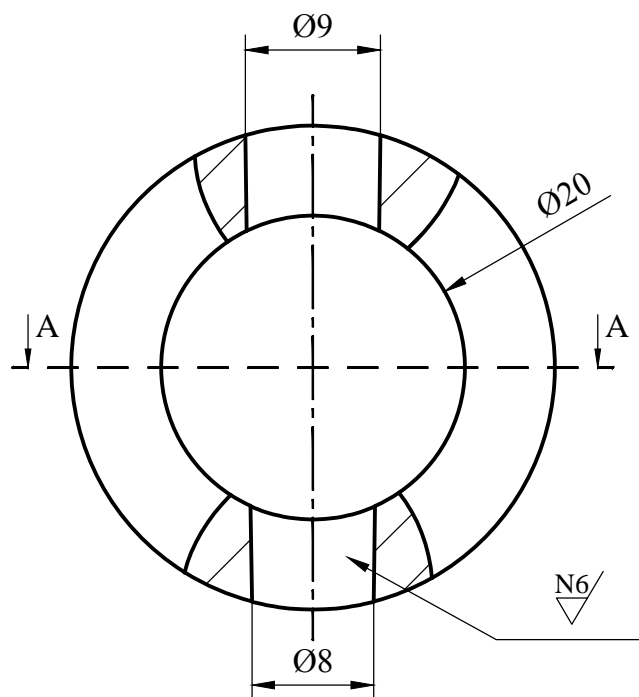
RECUBRIMIENTO:	NA	MATERIAL: AISI - 1018	CANTIDAD: 04 und.		
TRATAMIENTO TÉRMICO:	NA				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	U.P.S	DIS:	ARMAS A. ARMANDO JORGE	05/01/2015	
		DIB:	ARMAS A. ARMANDO JORGE	21/02/2015	
		REV:	ING. PATRICIO QUITIAQUEZ	26/03/2015	
BUJE SECUNDARIO PARA EL DISCO PORTACUHILLAS	ESCALA 2:1	CÓDIGO: 10.2015.111437.001.018			TOL. GRL. + 0.0 mm -0.1 mm



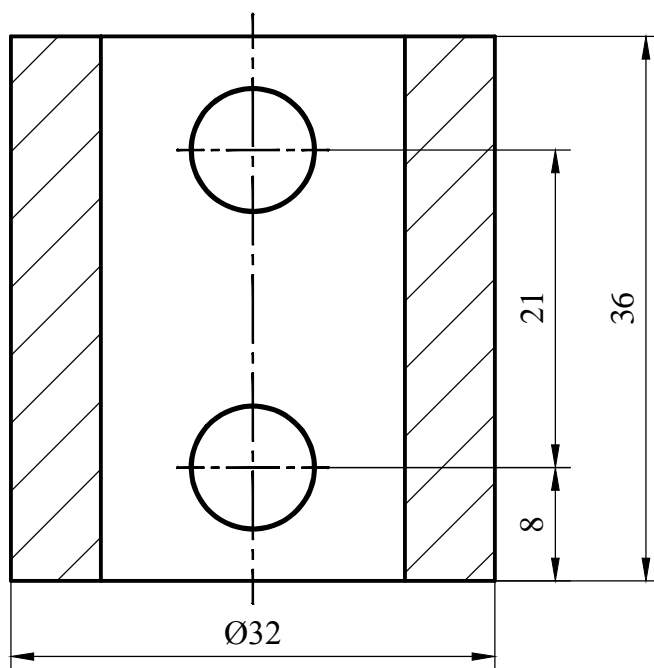
CORTE A-A



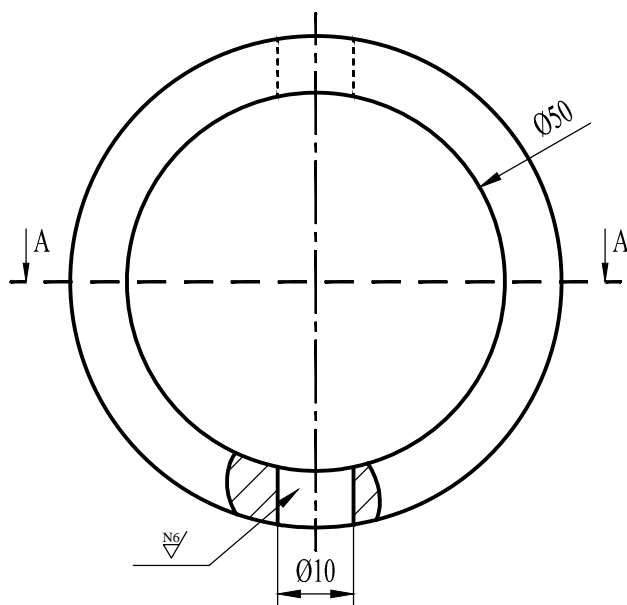
RECUBRIMIENTO:	NA	MATERIAL: AISI - 1018	CANTIDAD: 01 und.		
TRATAMIENTO TÉRMICO:	NA				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	U.P.S	DIS:	ARMAS A. ARMANDO JORGE	05/01/2015	
		DIB:	ARMAS A. ARMANDO JORGE	21/02/2015	
		REV:	ING. PATRICIO QUITIAQUEZ	26/03/2015	
BUJE PRINCIPAL PARA EL DISCO PORTACUHILLAS	ESCALA 1:1	CÓDIGO: 10.2015.111437.001.019			TOL. GRL. + 0.0 mm -0.1 mm



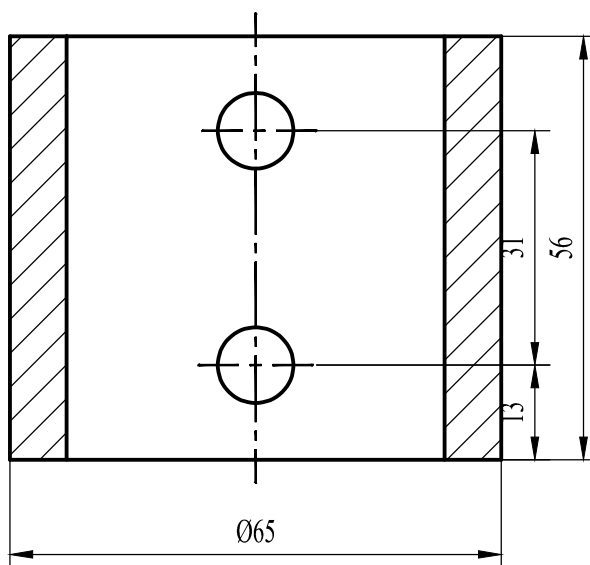
CORTE A-A



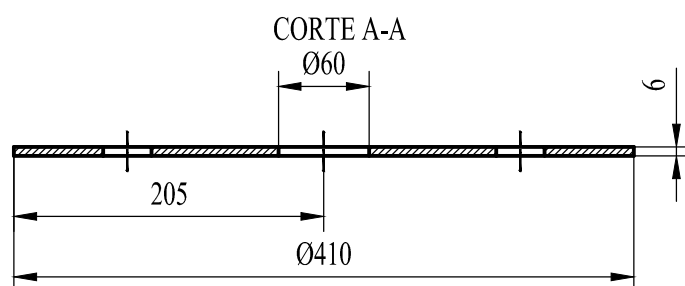
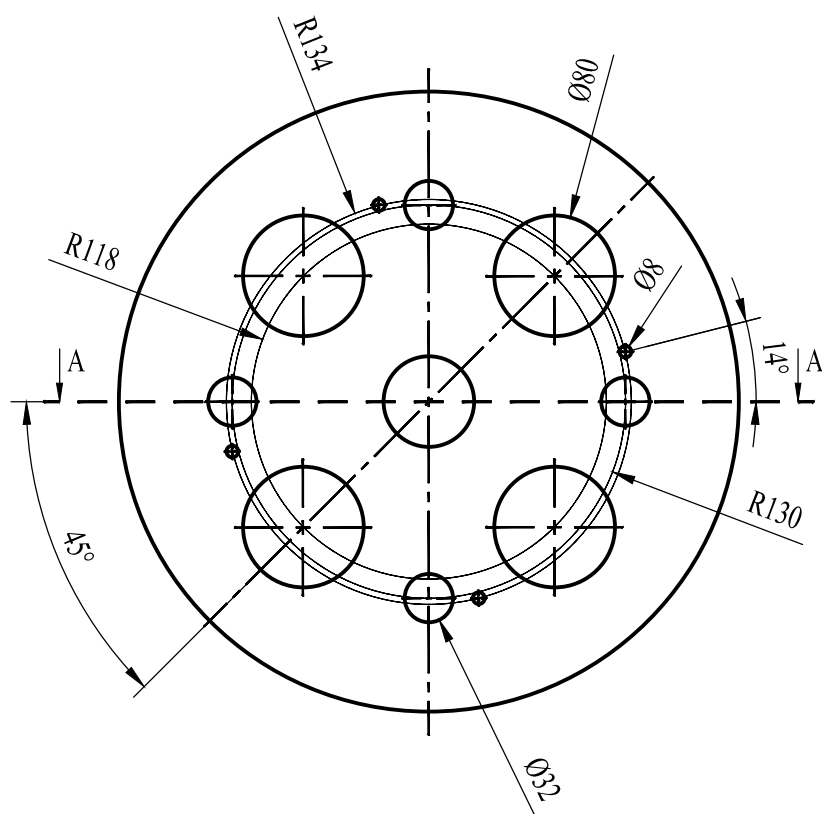
RECUBRIMIENTO:	NA	MATERIAL: AISI - 1018	CANTIDAD: 04 und.	
TRATAMIENTO TÉRMICO:	NA			
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	U.P.S	DIS:	ARMAS A. ARMANDO JORGE	05/01/2015
		DIB:	ARMAS A. ARMANDO JORGE	21/02/2015
		REV:	ING. PATRICIO QUITIAQUEZ	26/03/2015
BUJE SECUNDARIO PARA EL DISCO IMPULSOR INTERMEDIO	ESCALA 2:1	CÓDIGO: 10.2015.111437.001.113		TOL. GRL. + 0.0 mm -0.1 mm



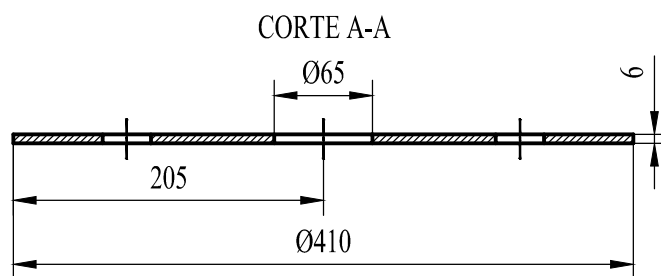
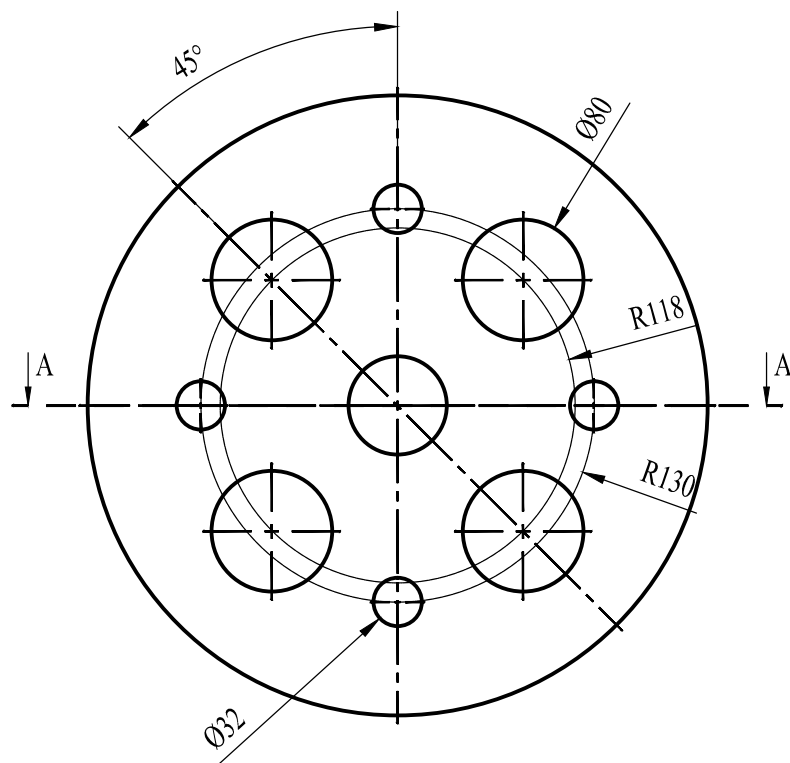
CORTE A-A



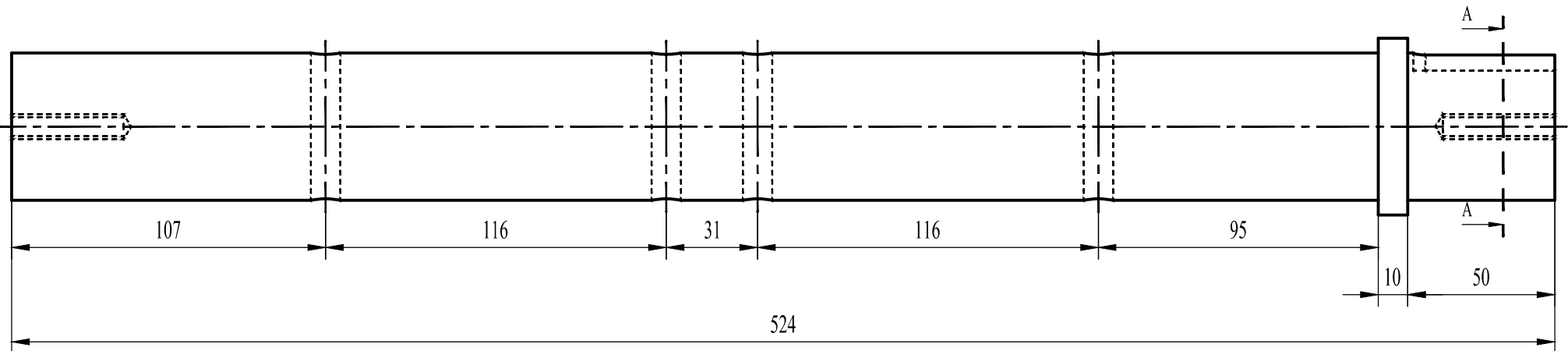
RECUBRIMIENTO:	NA	MATERIAL: AISI - 1018	CANTIDAD: 04 und.	
TRATAMIENTO TÉRMICO:	NA			
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	U.P.S	DIS:	ARMAS A. ARMANDO JORGE	05/01/2015
		DIB:	ARMAS A. ARMANDO JORGE	21/02/2015
		REV:	ING. PATRICIO QUITIAQUEZ	26/03/2015
BUJE PRINCIPAL PARA EL DISCO IMPULSOR INTERMEDIO	ESCALA 1:1	CÓDIGO: 10.2015.111437.001.114		TOL. GRL. + 0.0 mm -0.1 mm



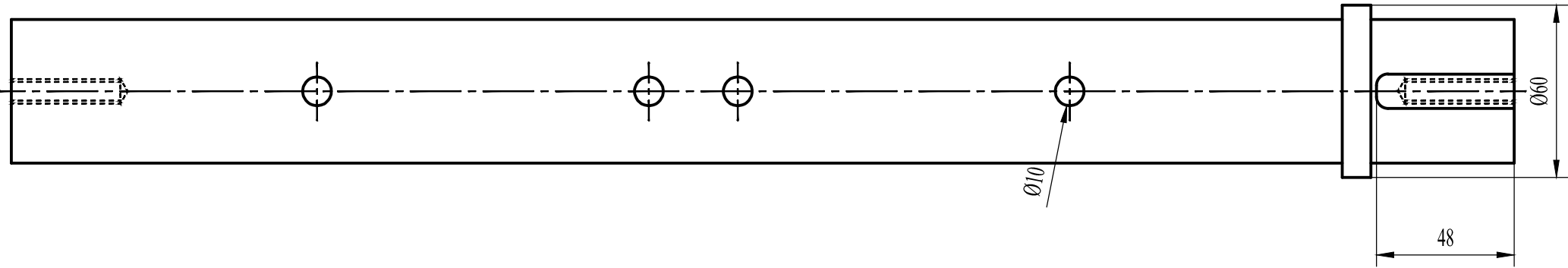
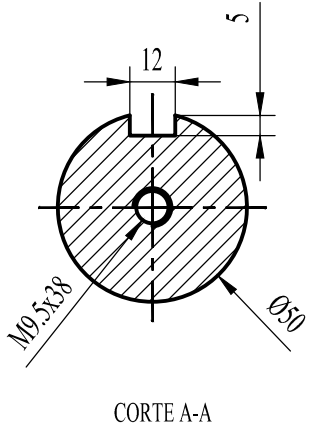
RECUBRIMIENTO:	NA	MATERIAL: AISI - 1010	CANTIDAD: 01 und.	
TRATAMIENTO TÉRMICO:	NA			
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	U.P.S	DIS:	ARMAS A. ARMANDO JORGE	05/01/2015
		DIB:	ARMAS A. ARMANDO JORGE	21/02/2015
		REV:	ING. PATRICIO QUITIAQUEZ	26/03/2015
DISCO IMPULSOR POSTERIOR	ESCALA 1:5	CÓDIGO: 10.2015.111437.001.115		TOL. GRL. +0.0 mm -0.2 mm



RECUBRIMIENTO:	NA	MATERIAL: AISI - 1010	CANTIDAD: 01 und.	
TRATAMIENTO TÉRMICO:	NA			
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	U.P.S	DIS:	ARMAS A. ARMANDO JORGE	05/01/2015
		DIB:	ARMAS A. ARMANDO JORGE	21/02/2015
		REV:	ING. PATRICIO QUITIAQUEZ	26/03/2015
DISCO IMPULSOR INTERMEDIO	ESCALA 1:5	CÓDIGO: 10.2015.111437.001.119		TOL. GRL. +0.0 mm -0.2 mm

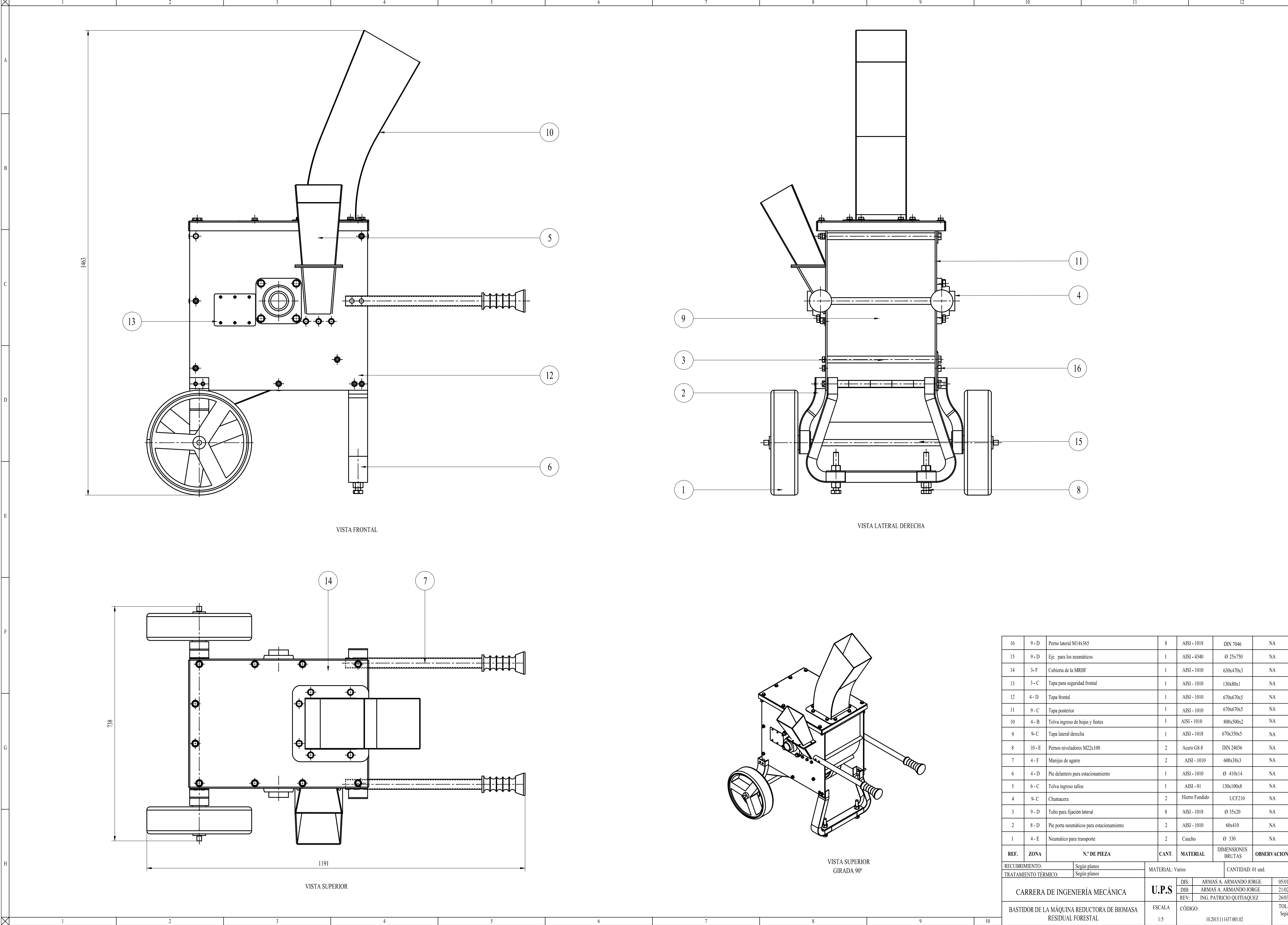


VISTA PRINCIPAL

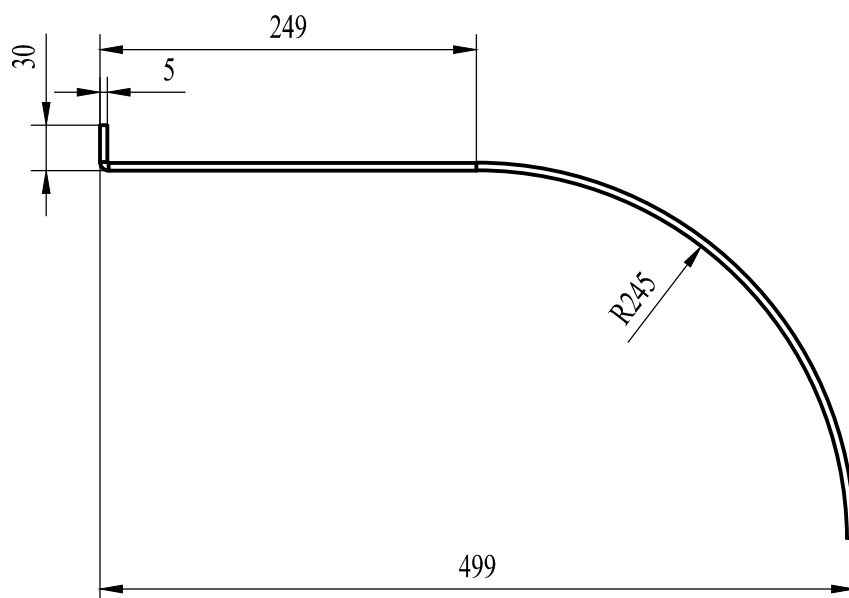


VISTA SUPERIOR

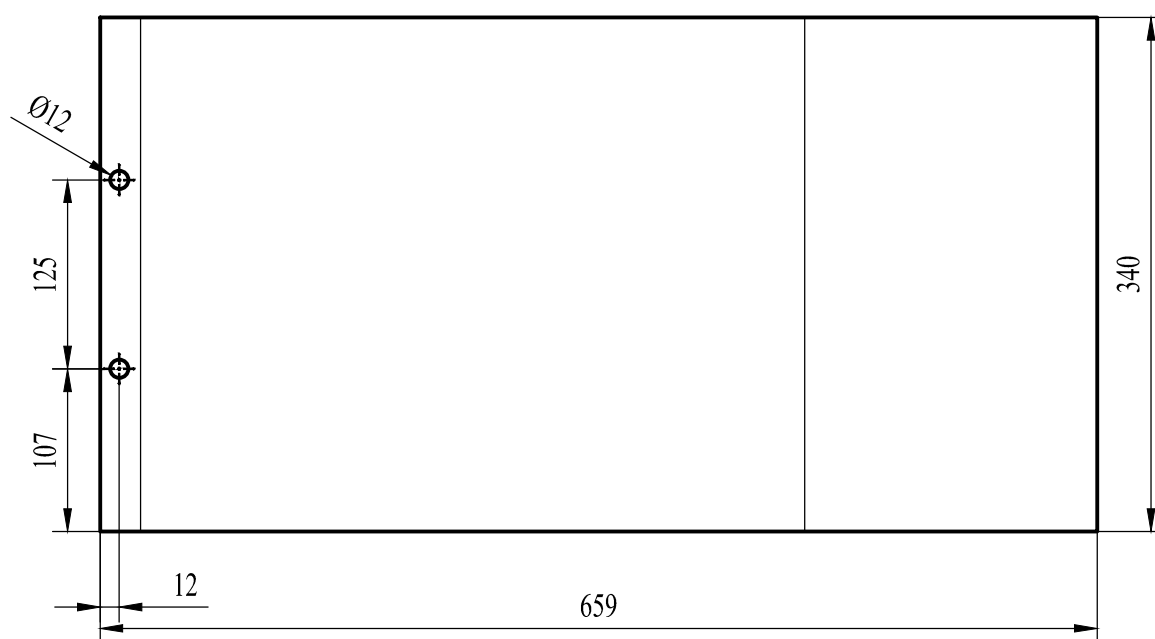
RECUBRIMIENTO:	NA	MATERIAL: AISI - 4340		CANTIDAD: 24 und.	
TRATAMIENTO TÉRMICO:	NA				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		U.P.S	DIS:	ARMAS A. ARMANDO JORGE	05/01/2015
			DIB:	ARMAS A. ARMANDO JORGE	21/02/2015
			REV:	ING. PATRICIO QUITIAQUEZ	26/03/2015
EJE DE TRANSMISIÓN		ESCALA 1:2	CÓDIGO: 10.2015.111437.001.120		TOL. GRL. +0.0 mm -0.1 mm



	9 - D	Perno lateral M14x365	8	AISI - 1018	DIN 7046	NA
15	9 - D	Eje para los neumáticos	1	AISI - 4340	Ø 25x750	NA
14	3 - F	Cubierta de la MRBF	1	AISI - 1010	630x470x3	NA
13	3 - C	Tapa para seguridad frontal	1	AISI - 1010	130x80x1	NA
12	4 - D	Tapa frontal	1	AISI - 1010	670x670x5	NA
11	9 - C	Tapa posterior	1	AISI - 1010	670x670x5	NA
10	4 - B	Tolva ingreso de hojas y fustes	1	AISI - 1010	800x500x2	NA
9	9 - C	Tapa lateral derecha	1	AISI - 1018	670x350x5	NA
8	10 - E	Pernos niveladores M22x100	2	Acero G8.8	DIN 24036	NA
7	4 - F	Manijas de agarre	2	AISI - 1010	600x38x3	NA
6	4 - D	Pie delantero para estacionamiento	1	AISI - 1010	Ø 410x14	NA
5	6 - C	Tolva ingreso tallos	1	AISI - 01	130x100x8	NA
4	9 - C	Chumacera	2	Hierro Fundido	UCF210	NA
3	9 - D	Tubo para fijación lateral	8	AISI - 1018	Ø 35x20	NA
2	8 - D	Pie porta neumáticos para estacionamiento	2	AISI - 1010	60x410	NA
1	4 - E	Neumático para transporte	2	Caucho	Ø 330	NA
REF.	ZONA	N.º DE PIEZA	CANT.	MATERIAL	DIMENSIONES BRUTAS	OBSERVACIONES
RECUBRIMIENTO:		Según planos	MATERIAL: Varios		CANTIDAD: 01 und.	
TRATAMIENTO TÉRMICO:		Según planos				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA			U.P.S			
				DIB:	ARMAS A. ARMANDO JORGE	05/01/2015
				DIB:	ARMAS A. ARMANDO JORGE	21/02/2015
				REV:	ING. PATRICIO QUITIAQUEZ	26/03/2015
BASTIDOR DE LA MÁQUINA REDUCTORA DE BIOMASA RESIDUAL FORESTAL			ESCALA 1:5	CÓDIGO:	10.2015.111437.001.02	TOL. GRL. Según planos

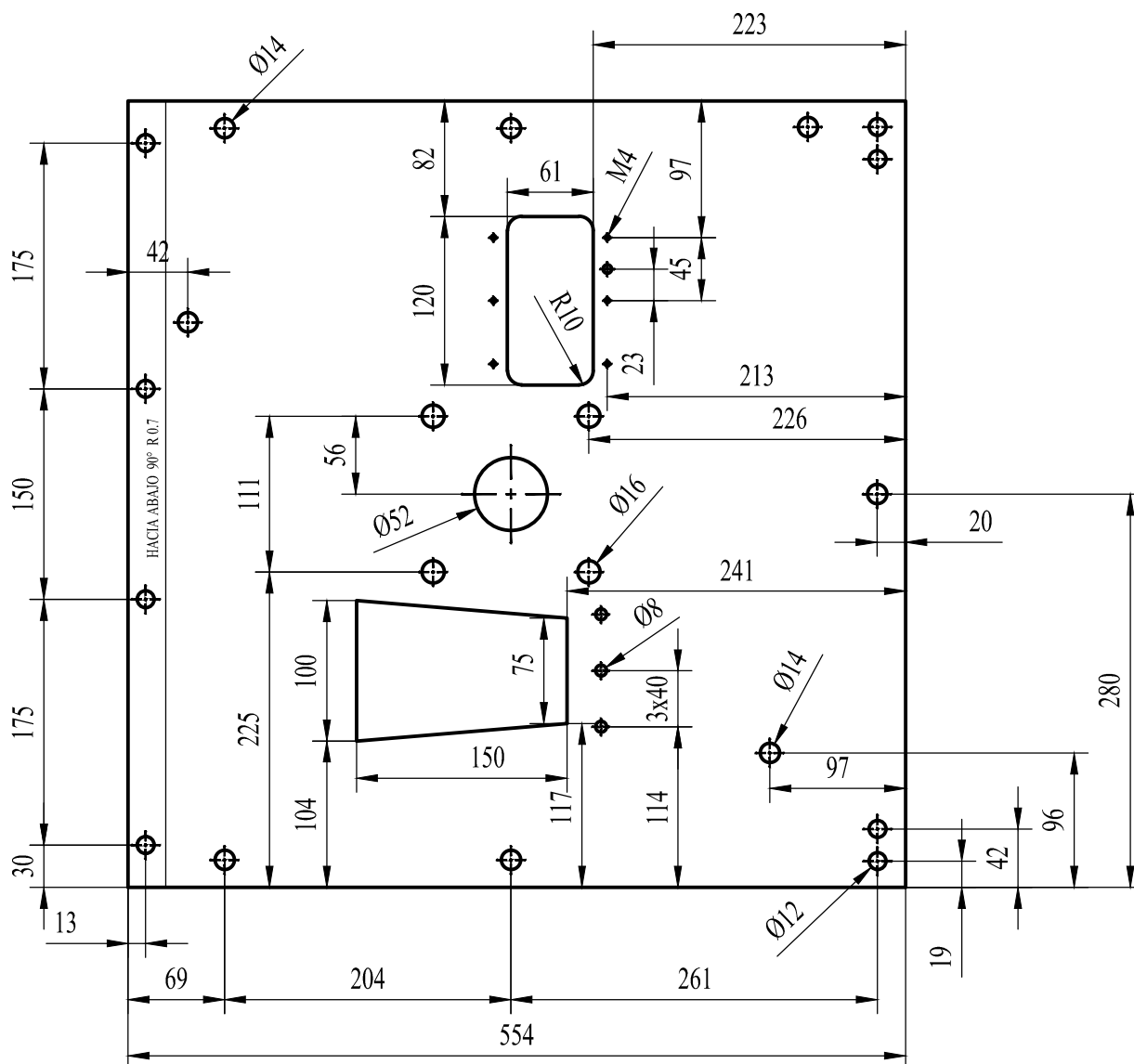


VISTA CHAPA PLEGADA



VISTA CHAPA DESPLEGADA

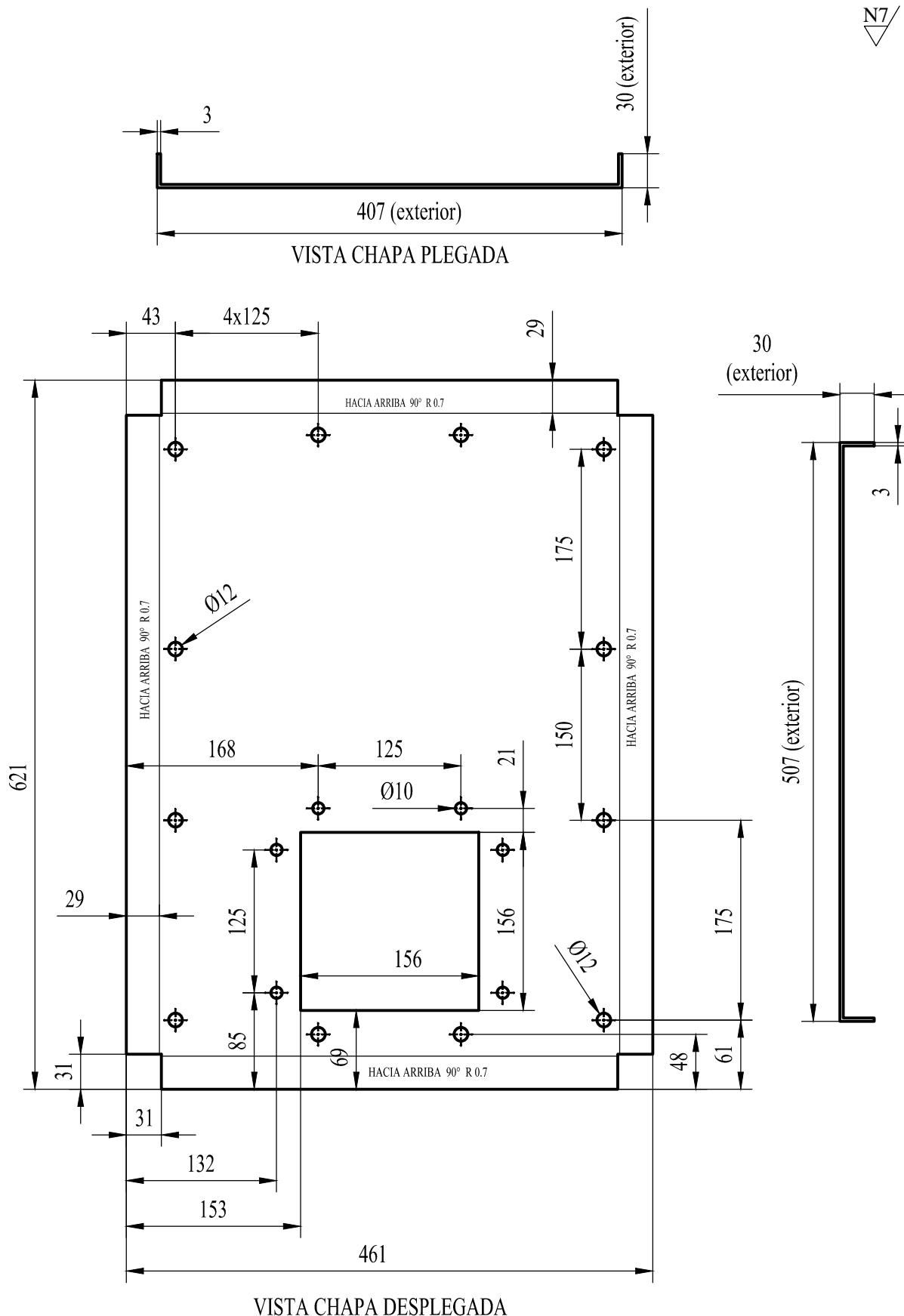
RECUBRIMIENTO:	NA	MATERIAL: AISI - 1010	CANTIDAD: 01 und.	
TRATAMIENTO TÉRMICO:	NA			
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	U.P.S	DIS:	ARMAS A. ARMANDO JORGE	05/01/2015
		DIB:	ARMAS A. ARMANDO JORGE	21/02/2015
		REV:	ING. PATRICIO QUITIAQUEZ	28/02/2015
TAPA LATERAL DERECHA	ESCALA 1:5	CÓDIGO: 10.2015.111437.001.029		TOL. GRL. ± 1 mm



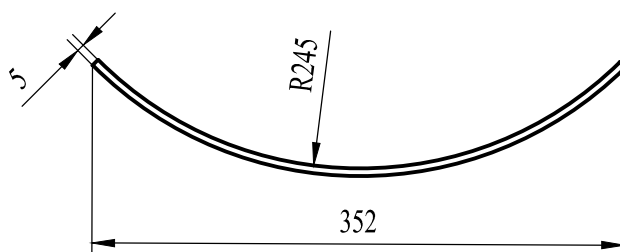
VISTA CHAPA DESPLEGADA

VISTA CHAPA PLEGADA

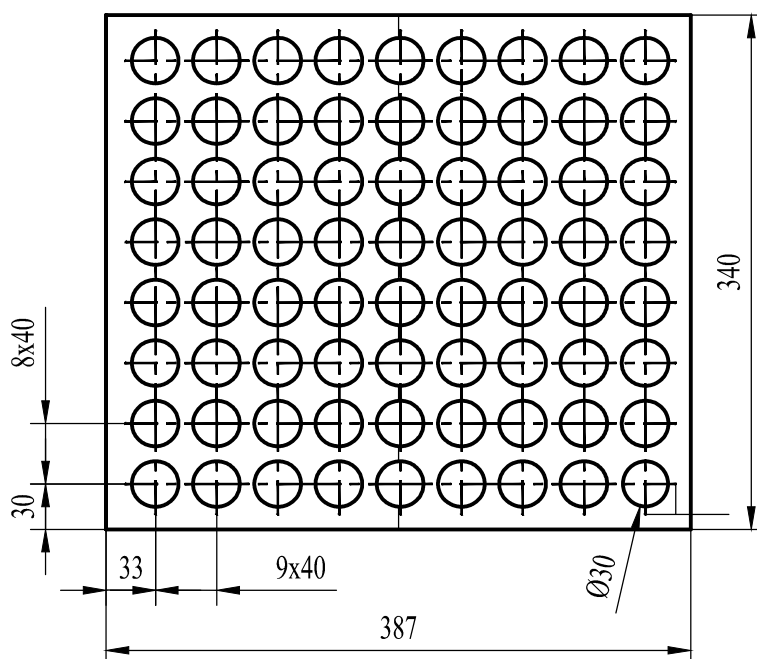
RECUBRIMIENTO:	NA	MATERIAL: AISI - 1010	CANTIDAD: 01 und.	
TRATAMIENTO TÉRMICO:	NA			
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	U.P.S	DIS:	ARMAS A. ARMANDO JORGE	05/01/2015
		DIB:	ARMAS A. ARMANDO JORGE	21/02/2015
		REV:	ING. PATRICIO QUITIAQUEZ	28/02/2015
TAPA FRONTAL	ESCALA 1:5	CÓDIGO: 10.2015.111437.001.212		TOL. GRL. ± 1 mm



RECUBRIMIENTO:	NA	MATERIAL: AISI - 1010	CANTIDAD: 01 und.	
TRATAMIENTO TÉRMICO:	NA			
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	U.P.S	DIS:	ARMAS A. ARMANDO JORGE	05/01/2015
		DIB:	ARMAS A. ARMANDO JORGE	21/02/2015
		REV:	ING. PATRICIO QUITIAQUEZ	28/02/2015
CUBIERTA PARA LA MRBF	ESCALA 1:5	CÓDIGO: 10.2015.111437.001.214		TOL. GRL. ± 1 mm



VISTA CHAPA PLEGADA



VISTA CHAPA DESPLEGADA

RECUBRIMIENTO:	NA	MATERIAL: AISI - 1010	CANTIDAD: 01 und.	
TRATAMIENTO TÉRMICO:	NA			
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	U.P.S	DIS:	ARMAS A. ARMANDO JORGE	05/01/2015
		DIB:	ARMAS A. ARMANDO JORGE	21/02/2015
		REV:	ING. PATRICIO QUITIAQUEZ	28/02/2015
TAMIZ DE LA MRBF	ESCALA 1:5	CÓDIGO: 10.2015.111437.001.219		TOL. GRL. ± 0.1 mm